

OLIFF & BERRIDGE, PLC

ATTORNEYS AT LAW

277 SOUTH WASHINGTON STREET
ALEXANDRIA, VIRGINIA 22314TELEPHONE: (703) 836-6400
FACSIMILE: (703) 836-2787
E-MAIL: EMAIL@OLIFF.COM
WWW.OLIFF.COM

February 20, 2007

RECEIVED

20 FEB 2007

To: Attention: PCT Legal Division

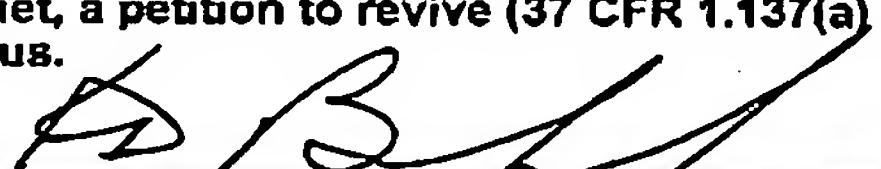
Fax: 571-273-0459Legal Staff
International DivisionFrom: James A. OliffYour Ref.: 10/581,336Our Ref.: 128174Number of Pages Sent (Including cover sheet): 64Prepared By: emt**Comments:**

Sent By: _____

This facsimile is intended only for the use of the individual or entity named above and may contain privileged or confidential information. If you are not the intended recipient, or the employee or agent responsible to deliver it to the intended recipient, you are notified that any review, dissemination, distribution or copying of this facsimile is prohibited. If you have received this facsimile in error, please immediately notify us by facsimile or telephone, and return the facsimile to us by mail at the above address.

FORM PTO-1390 (REV. 01-2003)	US DEPARTMENT OF COMMERCE PATENT & TRADEMARK OFFICE	ATTORNEY'S DOCKET NUMBER 128174
TRANSMITTAL LETTER TO THE UNITED STATES DESIGNATED/ELECTED OFFICE (DO/EO/US) CONCERNING A FILING UNDER 35 U.S.C. 371		U.S. APPLICATION NO. (If known, see 37 CFR 1.5) 10/581,336
INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE2004/002705	INTERNATIONAL FILING DATE December 8, 2004	PRIORITY DATE CLAIMED December 9, 2003
TITLE OF INVENTION HYDRAULIC CONTROLLER ARRANGEMENT		
APPLICANT FOR DO/EO/US Armin STELLWAGEN		
Applicant herewith submits to the United States Designated/Elected Office (DO/EO/US) the following items and other information:		
<p>1. <input type="checkbox"/> This is a FIRST submission of items concerning a filing under 35 U.S.C. 371.</p> <p>2. <input checked="" type="checkbox"/> This is a SECOND or SUBSEQUENT submission of items concerning a filing under 35 U.S.C. 371.</p> <p>3. <input type="checkbox"/> This is an express request to begin national examination procedures (35 U.S.C. 371(f)). The submission must include items (5), (6), (9) and (21) indicated below.</p> <p>4. <input type="checkbox"/> The US has been elected (Article 31).</p> <p>5. <input type="checkbox"/> A copy of the International Application as filed (35 U.S.C. 371(c)(2)) <ul style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> is attached hereto (required only if not communicated by the International Bureau). b. <input type="checkbox"/> has been communicated by the International Bureau. c. <input type="checkbox"/> is not required, as the application was filed in the United States Receiving Office (RO/US). </p> <p>6. <input type="checkbox"/> An English language translation of the International Application as filed (35 U.S.C. 371(c)(2)) <ul style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> is attached hereto. b. <input type="checkbox"/> has been previously submitted under 35 U.S.C. 154(d)(4). c. <input type="checkbox"/> The International Application was filed in English. </p> <p>7. <input type="checkbox"/> Amendments to the claims of the International Application under PCT Article 19 (35 U.S.C. 371(c)(3)) <ul style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> are attached hereto (required only if not communicated by the International Bureau). b. <input type="checkbox"/> have been communicated by the International Bureau. c. <input type="checkbox"/> have not been made; however, the time limit for making such amendments has NOT expired. d. <input type="checkbox"/> have not been made and will not be made. </p> <p>8. <input type="checkbox"/> An English language translation of the amendments to the claims under PCT Article 19 (35 U.S.C. 371(c)(3)).</p> <p>9. <input type="checkbox"/> An oath or declaration of the inventor(s) (35 U.S.C. 371(c)(4)).</p> <p>10. <input type="checkbox"/> An English language translation of the annexes of the International Preliminary Examination Report under PCT Article 36 (35 U.S.C. 371(c)(5)).</p>		
Items 11 to 20 below concern document(s) or information included:		
<p>11. <input type="checkbox"/> An Information Disclosure Statement under 37 CFR 1.97 and 1.98.</p> <p>12. <input type="checkbox"/> An assignment document for recording. A separate cover sheet in compliance with 37 CFR 3.28 and 3.31 is included.</p> <p>13. <input type="checkbox"/> A preliminary amendment.</p> <p>14. <input type="checkbox"/> An Application Data Sheet under 37 CFR 1.76.</p> <p>15. <input type="checkbox"/> A substitute specification.</p> <p>16. <input type="checkbox"/> A power of attorney and/or change of address letter.</p> <p>17. <input type="checkbox"/> A computer-readable form of the sequence listing in accordance with PCT Rule 13ter.2 and 37 CFR 1.821 - 1.825.</p> <p>18. <input type="checkbox"/> A second copy of the published international application under 35 U.S.C. 154(d)(4).</p> <p>19. <input type="checkbox"/> A second copy of the English language translation of the International application under 35 U.S.C. 154(d)(4).</p> <p>20. <input checked="" type="checkbox"/> Petition to Correct Application Number Listed on Documents.</p>		

U.S. APPLICATION NO. (If known, see 37 C.F.R. 1.5) 10/581,336	INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE2004/002705	ATTORNEY'S DOCKET NUMBER 128174		
21. <input type="checkbox"/> The following fees are submitted:		CALCULATIONS PTO USE ONLY		
BASIC NATIONAL FEE (37 CFR 1.492(a)):				
SEARCH FEE (37 CFR 1.492(b)(1)-(3)):		\$		
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase		\$ 0.00		
International search fee (37 CFR 1.445(a)(2)) paid to USPTO as ISA.....		\$ 100.00		
International search report provided to USPTO no later than the time at which the search fee is paid		\$ 400.00		
All situations not provided for above.....		\$ 500.00		
EXAMINATION FEE (37 CFR 1.492(c)(1)-(2)):		\$		
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase		\$ 0.00		
All situations not provided for above.....		\$ 200.00		
Surcharge of \$130.00 for furnishing the search fee, the examination fee or the oath or declaration after the date of commencement of the national phase (37 CFR 1.492(h)).		\$		
APPLICATION SIZE FEE				
Total pages - 100 =	÷ 50	= ↑	× 250 =	\$
rounded up to next integer				
CLAIMS	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE	\$
TOTAL CLAIMS	- 20	=	× 50.00 =	\$
INDEPENDENT CLAIMS	- 3	=	× 200.00 =	\$
MULTIPLE DEPENDENT CLAIM(S)(if applicable)			+ 360.00 =	\$
TOTAL OF ABOVE CALCULATIONS =				\$
<input type="checkbox"/> Applicant claims small entity status. See 37 CFR 1.27. The fees indicated above are reduced by ½ .				\$
SUBTOTAL =				\$
Processing fee of \$130.00 for furnishing the English translation later than 30 months from the earliest claimed priority date (37 CFR 1.492(i)).				\$
TOTAL NATIONAL FEE =				\$
Fee for recording the enclosed assignment (37 CFR 1.21(h)). The assignment must be accompanied by an appropriate cover sheet (37 CFR 3.28, 3.31). \$40.00 per property +				\$
TOTAL FEES ENCLOSED =				\$
				Amount to be refunded: \$
				charged: \$
a. <input type="checkbox"/> Check No. in the amount of \$ to cover the above fees is enclosed.				
b. <input type="checkbox"/> Please charge my Deposit Account No. in the amount of \$ to cover the above fees. A duplicate copy of this sheet is enclosed.				
c. <input checked="" type="checkbox"/> The Commissioner is hereby authorized to charge any additional fees which may be required, or credit any overpayment to Deposit Account No. 15-0461. A duplicate copy of this sheet is enclosed.				
d. <input type="checkbox"/> Fees are to be charged to a credit card. WARNING: Information on this form may become public. Credit card information should not be included on this form. Provide credit card information and authorization on PTO-2038.				
NOTE: Where an appropriate time limit under 37 CFR 1.495 has not been met, a petition to revive (37 CFR 1.137(a) or (b)) must be filed and granted to restore the application to pending status.				
SEND ALL CORRESPONDENCE TO: OLIFF & BERRIDGE, PLC Customer Number: 25944				
 NAME: James A. Oliff REGISTRATION NUMBER: 27,075				
NAME: Kirk D. Berkhimer REGISTRATION NUMBER: 59,874				
Date <u>February 20, 2007</u>				

U.S. APPLICATION NO. (if known, see 37 C.F.R. 1.5) 10/581,336	INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE2004/002705	ATTORNEY'S DOCKET NUMBER 128174			
21. <input type="checkbox"/> The following fees are submitted:		CALCULATIONS PTO USE ONLY			
BASIC NATIONAL FEE (37 CFR 1.492(a)): \$ 300.00		\$			
SEARCH FEE (37 CFR 1.492(b)(1)-(3)):		\$			
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase \$ 0.00					
International search fee (37 CFR 1.445(a)(2)) paid to USPTO as ISA..... \$ 100.00					
International search report provided to USPTO no later than the time at which the search fee is paid \$ 400.00					
All situations not provided for above..... \$ 500.00					
EXAMINATION FEE (37 CFR 1.492(c)(1)-(2)):		\$			
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase \$ 0.00					
All situations not provided for above..... \$ 200.00					
Surcharge of \$130.00 for furnishing the search fee, the examination fee or the oath or declaration after the date of commencement of the national phase (37 CFR 1.492(h)).		\$			
APPLICATION SIZE FEE Total pages - 100 =	÷ 50	= +	× 250 =	\$	
rounded up to next integer					
CLAIMS	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE	\$	
TOTAL CLAIMS	- 20	=	× 50.00 =	\$	
INDEPENDENT CLAIMS	- 3	=	× 200.00 =	\$	
MULTIPLE DEPENDENT CLAIM(S)(if applicable)			+ 360.00 =	\$	
TOTAL OF ABOVE CALCULATIONS =				\$	
<input type="checkbox"/> Applicant claims small entity status. See 37 CFR 1.27. The fees indicated above are reduced by ½ .				\$	
SUBTOTAL =				\$	
Processing fee of \$130.00 for furnishing the English translation later than 30 months from the earliest claimed priority date (37 CFR 1.492(l)).				\$	
TOTAL NATIONAL FEE =				\$	
Fee for recording the enclosed assignment (37 CFR 1.21(h)). The assignment must be accompanied by an appropriate cover sheet (37 CFR 3.28, 3.31). \$40.00 per property +				\$	
TOTAL FEES ENCLOSED =				\$	
				Amount to be refunded: \$	
				charged: \$	
a. <input type="checkbox"/> Check No. in the amount of \$ to cover the above fees is enclosed.					
b. <input type="checkbox"/> Please charge my Deposit Account No. in the amount of \$ to cover the above fees. A duplicate copy of this sheet is enclosed.					
c. <input checked="" type="checkbox"/> The Commissioner is hereby authorized to charge any additional fees which may be required, or credit any overpayment to Deposit Account No. 15-0461. A duplicate copy of this sheet is enclosed.					
d. <input type="checkbox"/> Fees are to be charged to a credit card. WARNING: Information on this form may become public. Credit card information should not be included on this form. Provide credit card information and authorization on PTO-2038.					
NOTE: Where an appropriate time limit under 37 CFR 1.495 has not been met, a petition to revive (37 CFR 1.137(a) or (b)) must be filed and granted to restore the application to pending status.					
SEND ALL CORRESPONDENCE TO: OLIFF & BERRIDGE, PLC Customer Number: 25944					NAME: James A. Oliff REGISTRATION NUMBER: 27,075
Date <u>February 20, 2007</u>					NAME: Kirk D. Berkheimer REGISTRATION NUMBER: 59,874

PATENT APPLICATION**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

In re the Application of

Attn: PCT Legal

Armin STELLWAGEN

Group Art Unit: 3753

Application No.: 10/581,336

Docket No.: I28174

Filed: June 2, 2006

For: HYDRAULIC CONTROLLER ARRANGEMENT

PETITION TO CORRECT APPLICATION NUMBER LISTED ON DOCUMENTS

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Attached are photocopies of a PCT Transmittal and Declaration filed on June 13, 2006, a PCT Transmittal, Transmittal of Power of Attorney and Statement, General Power of Attorney and copy of an Assignment filed on June 19, 2006 and a PCT Transmittal, Information Disclosure Statement, PTO Form 1449, International search report and three references filed on August 22, 2006. Copies of the date-stamped receipts for these three filings are also enclosed.

These documents were inadvertently filed with the wrong U.S. application number listed on them. The documents identified U.S. application number 10/581,366 instead of their correct U.S. application number 10/581,336. However, the correct PCT application number was identified on the PCT Transmittals, which accompanied all these documents. Therefore, Applicant respectfully requests that the above-identified documents be transferred to the correct application number 10/581,336 and the dates of filing these documents be listed as their original filing dates as is indicated on the date-stamped Patent and Trademark Office's receipts.

The Declaration surcharge required for the filing of the Declaration was already paid with check number 180848. A copy of the check is attached. Based on a telephone conference with the PCT Help Desk, Applicants believe that transfer of these documents should complete all of the filing formalities and fully satisfy all requirements for this application. Accordingly, examination and allowance of this application in due course are respectfully solicited.

The Commissioner is hereby authorized to charge any additional fee (or credit any overpayment) associated with this communication to Deposit Account No. 15-0461. Two duplicate copies of this paper are attached.

Respectfully submitted,



James A. Oliff
Registration No. 27,075

Kirk D. Berkhimer
Registration No. 59,874

JAO:KDB/emt

Date: February 20, 2007

OLIFF & BERRIDGE, PLC
P.O. Box 19928
Alexandria, Virginia 22320
Telephone: (703) 836-6400

**DEPOSIT ACCOUNT USE
AUTHORIZATION**
Please grant any extension
necessary for entry;
Charge any fee due to our
Deposit Account No. 15-0461

US DEPARTMENT OF COMMERCE PATENT & TRADEMARK OFFICE (REV. 01-2003)		ATTORNEY'S DOCKET NUMBER 128174
TRANSMITTAL LETTER TO THE UNITED STATES DESIGNATED/ELECTED OFFICE (DO/EO/US) CONCERNING A FILING UNDER 35 U.S.C. 371		
INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE2004/002705	INTERNATIONAL FILING DATE December 8, 2004	PRIORITY DATE CLAIMED December 9, 2003
TITLE OF INVENTION HYDRAULIC CONTROLLER ARRANGEMENT		
APPLICANT FOR DO/EO/US Armin STELLWAGEN		
Applicant herewith submits to the United States Designated/Elected Office (DO/EO/US) the following items and other information:		
<p>Applicant herewith submits to the United States Designated/Elected Office (DO/EO/US) the following items and other information:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. <input type="checkbox"/> This is a FIRST submission of items concerning a filing under 35 U.S.C. 371. 2. <input checked="" type="checkbox"/> This is a SECOND or SUBSEQUENT submission of items concerning a filing under 35 U.S.C. 371. 3. <input checked="" type="checkbox"/> This is an express request to begin national examination procedures (35 U.S.C. 371(f)). The submission must include items (5), (6), (9) and (21) indicated below. 4. <input type="checkbox"/> The US has been elected (Article 31). 5. <input type="checkbox"/> A copy of the International Application as filed (35 U.S.C. 371(c)(2)) <ol style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> is attached hereto (required only if not communicated by the International Bureau). b. <input type="checkbox"/> has been communicated by the International Bureau. c. <input type="checkbox"/> is not required, as the application was filed in the United States Receiving Office (RO/US). 6. <input type="checkbox"/> An English language translation of the International Application as filed (35 U.S.C. 371(c)(2)) <ol style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> is attached hereto. b. <input type="checkbox"/> has been previously submitted under 35 U.S.C. 154(d)(4). c. <input type="checkbox"/> The International Application was filed in English. 7. <input type="checkbox"/> Amendments to the claims of the International Application under PCT Article 19 (35 U.S.C. 371(c)(3)) <ol style="list-style-type: none"> a. <input type="checkbox"/> are attached hereto (required only if not communicated by the International Bureau). b. <input type="checkbox"/> have been communicated by the International Bureau. c. <input type="checkbox"/> have not been made; however, the time limit for making such amendments has NOT expired. d. <input type="checkbox"/> have not been made and will not be made. 8. <input type="checkbox"/> An English language translation of the amendments to the claims under PCT Article 19 (35 U.S.C. 371(c)(3)). 9. <input checked="" type="checkbox"/> An oath or declaration of the inventor (35 U.S.C. 371(c)(4)). 10. <input type="checkbox"/> An English language translation of the annexes of the International Preliminary Examination Report under PCT Article 36 (35 U.S.C. 371(c)(5)). <p>Items 11 to 20 below concern document(s) or information included:</p> <ol style="list-style-type: none"> 11. <input type="checkbox"/> An Information Disclosure Statement under 37 CFR 1.97 and 1.98. 12. <input type="checkbox"/> An assignment document for recording. A separate cover sheet in compliance with 37 CFR 3.28 and 3.31 is included. 13. <input type="checkbox"/> A preliminary amendment. 14. <input type="checkbox"/> An Application Data Sheet under 37 CFR 1.76. 15. <input type="checkbox"/> A substitute specification. 16. <input checked="" type="checkbox"/> A power of attorney and/or change of address letter. 17. <input type="checkbox"/> A computer-readable form of the sequence listing in accordance with PCT Rule 13ter.2 and 37 CFR 1.821 - 1.825. 18. <input type="checkbox"/> A second copy of the published International application under 35 U.S.C. 154(d)(4). 19. <input type="checkbox"/> A second copy of the English language translation of the international application under 35 U.S.C. 154(d)(4). 20. <input checked="" type="checkbox"/> Other items or information: Transmittal of Power of Attorney and Statement Under 37 CFR § 3.73(b) 		

U.S. APPLICATION NO. (if known, see 37 C.F.R. 1.5) New U.S. National Stage of PCT/DE2004/002705	INTERNATIONAL APPLICATION NO. PCT/DE2004/002705	ATTORNEY'S DOCKET NUMBER 12B174			
21. <input checked="" type="checkbox"/> The following fees are submitted:		CALCULATIONS PTO USE ONLY			
BASIC NATIONAL FEE (37 CFR 1.492(a)): \$ 300.00		\$			
SEARCH FEE (37 CFR 1.492(b)(1)-(3)):		\$			
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase \$ 0.00					
International search fee (37 CFR 1.445(a)(2)) paid to USPTO as ISA \$ 100.00					
International search report provided to USPTO no later than the time at which the search fee is paid \$ 400.00					
All situations not provided for above \$ 500.00					
EXAMINATION FEE (37 CFR 1.492(c)(1)-(2)):		\$			
International preliminary examination report or written opinion prepared by the USPTO as IPEA or ISA and favorable as to novelty, inventive step, and industrial applicability for all claims presented in the application entering the national phase \$ 0.00					
All situations not provided for above \$ 200.00					
Surcharge of \$130.00 for furnishing the search fee, the examination fee or the oath or declaration after the date of commencement of the national phase (37 CFR 1.492(h)).		\$130.00			
APPLICATION SIZE FEE Total pages - 100 =	÷ 50	= †	× 250 =	\$	
†round up to next integer					
CLAIMS	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE	\$	
TOTAL CLAIMS	- 20	=	× 50.00 =	\$	
INDEPENDENT CLAIMS	- 3	=	× 200.00 =	\$	
MULTIPLE DEPENDENT CLAIM(S)(If applicable)			+ 360.00 =	\$	
TOTAL OF ABOVE CALCULATIONS =				\$130.00	
<input type="checkbox"/> Applicant claims small entity status. See 37 CFR 1.27. The fees indicated above are reduced by ½.				\$	
SUBTOTAL =				\$130.00	
Processing fee of \$130.00 for furnishing the English translation later than 30 months from the earliest claimed priority date (37 CFR 1.492(i)).				\$	
TOTAL NATIONAL FEE =				\$130.00	
Fee for recording the enclosed assignment (37 CFR 1.21(h)). The assignment must be accompanied by an appropriate cover sheet (37 CFR 3.28, 3.31). \$40.00 per property +				\$	
TOTAL FEES ENCLOSED =				\$130.00	
				Amount to be refunded: \$	
				charged: \$	
a. <input checked="" type="checkbox"/> Check No. <u>180848</u> in the amount of <u>\$130.00</u> to cover the above fees is enclosed.					
b. <input type="checkbox"/> Please charge my Deposit Account No. _____ in the amount of \$ _____ to cover the above fees. A duplicate copy of this sheet is enclosed.					
c. <input checked="" type="checkbox"/> The Commissioner is hereby authorized to charge any additional fees which may be required, or credit any overpayment to Deposit Account No. <u>15-0461</u> . A duplicate copy of this sheet is enclosed.					
d. <input type="checkbox"/> Fees are to be charged to a credit card. WARNING: Information on this form may become public. Credit card information should not be included on this form. Provide credit card information and authorization on PTO-2038.					
NOTE: Where an appropriate time limit under 37 CFR 1.495 has not been met, a petition to revive (37 CFR 1.137(a) or (b)) must be filed and granted to restore the application to pending status.					
SEND ALL CORRESPONDENCE TO: OLIFF & BERRIDGE, PLC Customer Number: 25944					
					NAME: James A. Oliff REGISTRATION NUMBER: 27,075
					NAME: Steven W. Allis REGISTRATION NUMBER: 50,532

Docket No.: 12R174

**DECLARATION UNDER 35 USC §371(c)(4) FOR
PCT APPLICATION FOR UNITED STATES PATENT**

As a below named inventor, I hereby declare that:

My residence, post office address and citizenship are as stated below under my name;

I verify believe I am the original, first and sole inventor (if only one name is listed below) or an original, first and joint inventor (if plural names are listed below) of the subject matter which is claimed and for which a patent is sought, namely the invention entitled: Hydraulic Controller Arrangement

described and claimed in international application number PCT/US2004/0002705 filed December 8, 2004.

I have reviewed and understand the contents of the above-identified specification, including the claims, as amended by any amendment referred to above.

I acknowledge the duty to disclose to the Office all information known to me to be material to patentability as defined in Title 37, Code of Federal Regulations §1.56.

Under Title 35, U.S. Code §119, the priority benefits of the following U.S. and/or foreign application(s) filed by me or my legal representatives or assigns within one year prior to my international application are hereby claimed:

German Patent Application No. 103 57 471.9 filed December 9, 2003

The following application(s) for patent or inventor's certificate on this invention were filed in countries foreign to the United States of America either (a) more than one year prior to my international application, or (b) before the filing date of the above-named foreign priority application(s):

ALL CORRESPONDENCE IN CONNECTION WITH THIS APPLICATION SHOULD BE SENT TO OLIFF & BERRIDGE, PLC, CUSTOMER NUMBER 25944, TELEPHONE (703) 835-6400.

I hereby declare that I have reviewed and understand the contents of this Declaration, and that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application or any patent issued thereon.

1	Typewritten Full Name of Sole or First Inventor:	Ann	STELLWAGEN
2	Inventor's Signature:	Given Name	Middle Initial
3	Date of Signature:	05	Family Name
		Month	Year
		31	2006
	Residence:	City	State or Province
	Lohr	97816	GERMANY
	Citizenship:	Country	
	German		
	Post Office Address: (Insert complete mailing address, including country)	Am Buchwingert 15 97816 Lohr, GERMANY	

Note to Inventor: Please sign name on line 2 exactly as it appears in line 1 and insert the actual date of signing on line 3.

IF THERE IS MORE THAN ONE INVENTOR USE PAGE 2 AND PLACE AN "X" HERE
(Discard this page in a sole inventor application)

PTO Account
BB&T
Falls Church, VA 22042
CHBCK NO: 180848
68-426/514

OLIFF & BERRIDGE, PLC
277 S. WASHINGTON STREET
ALEXANDRIA, VA 22314
(703) 836-6400

CHECK AMOUNT

CHECK DATE

PAY ONE HUNDRED THIRTY AND 00/100 Dollars

Director of the U.S. Patent
and Trademark Office
Alexandria, Virginia 22313-1450

Not to Exceed \$7,000.00

James B. Whiff

PATENT AND TRADEMARK OFFICE
13-10-0001
06-16-2006
FOR CREDIT TO THE
U.S. TREASURY

Docket Slip ID: P-3697

PTO RECEIPT FOR FILING OF PAPERS**The following papers have been filed:**

chk#180848 (\$130); PCT Trans; Dec.

Name of Applicant:	Armin STELLWAGEN
Serial No.:	New U.S. National Stage of PCT/DE2004/002705
Attorney File No.:	128174
Title:	Hydraulic Controller Arrangement
Sender's Initials:	JAO:NXY/
Assignee:	BOSCH REXROTH AG

173/18

PATENT OFFICE DATE STAMP

26

**COPY TO BE STAMPED BY PATENT OFFICE
AND RETURNED BY MESSENGER**

PATENT APPLICATION**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

In re the Application of

Armin STELLWAGEN

Application No.: 10/581,366

Docket No.: 128174

Filed: June 13, 2006

For: HYDRAULIC CONTROLLER ARRANGEMENT

**TRANSMITTAL OF POWER OF ATTORNEY AND
STATEMENT UNDER 37 CFR § 3.73(b)**

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Submitted herewith is a Power of Attorney from the Assignee.

In compliance with 37 CFR §3.73(b), the undersigned hereby states that BOSCH REXROTH AG is the assignee of the entire right, title and interest in the patent application identified above by virtue of an assignment from the inventor of the patent application identified above. A copy of the assignment is attached hereto and is concurrently being submitted for recordation.

The undersigned is authorized to act on behalf of the assignee.

In accordance with 37 CFR §1.36(a), submission of this Power of Attorney revokes any powers of attorney previously given.

**ALL CORRESPONDENCE IN CONNECTION WITH THIS APPLICATION SHOULD
BE SENT TO OLIFF & BERRIDGE, PLC, CUSTOMER NO. 25944, TELEPHONE
(703) 836-6400.**

Respectfully submitted,

James A. Oliff
Registration No. 27,075

Randi B. Isaacs
Registration No. 56,046

JAO:RBI/nxy

Date: June 16, 2006

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

GENERAL POWER OF ATTORNEY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Owner Name: BOSCH REXROTH AG

hereby appoints the patent practitioners associated with Oliff & Berridge, PLC Customer No. 25944 as attorneys of record to prosecute any and all patents and patent applications in which this General Power of Attorney is filed, and all continuations and divisions thereof, owned in whole or in part by the above-named owner, and to transact all business in the Patent and Trademark Office.

The undersigned is authorized to execute this document as or on behalf of the owner.

**ALL CORRESPONDENCE SHOULD BE SENT TO OLIFF & BERRIDGE, PLC,
CUSTOMER NO. 25944, TELEPHONE (703) 836-6408.**

7. November 2005
Date

FPA. A. Thurer, i. V. / G. Nickel
Signature

Typed Name: Andreas Thurer / Georg Nickel

Title: _____
(if acting on behalf of an Owner)

ASSIGNMENT

(1-8) Insert Name(s) of Inventor(s)	(1) <u>Amin STELLWAGEN</u> (5) _____
	(2) _____ (6) _____
	(3) _____ (7) _____
	(4) _____ (8) _____
In consideration of the sum of one dollar (\$1.00) and other good and valuable consideration paid to each of the undersigned, each undersigned agrees to assign, and hereby does assign, transfer and set over to	
(9) Insert Name of Assignee	(9) <u>BOSCH REXROTH AG</u>
(10) Insert Address of Assignee	(10) <u>Heldhoferstrasse 31, 70184 Stuttgart, GERMANY</u>
(hereinafter designated as the Assignee) and Assignee's heirs, successors, assigns and legal representatives, the entire right, title and interest for the United States of America as defined in 35 U.S.C. §100, in the invention, and in all applications for patent including any and all provisional, non-provisional, divisional, continuation, continuation, confirmation, substitute and reissue application(s), and all Letters Patent, extensions, reissues and reexamination certificates that may be granted on the invention known as	
(11) Insert Identification such as Title, Case Number, or Foreign Application Number	(11) <u>Hydraulic Controller Arrangement</u>
	(Attorney Docket No. <u>128174</u>)
for which the undersigned has (have) executed an application for patent in the United States of America on even date herewith or	
(12) Insert Date of Signing of Application	(12) on _____
(13) Alternative Identification for filed applications	(13) U.S. application Serial Number _____ filed <u>June 13, 2006</u>

- 1) Each undersigned agrees to execute all papers necessary in connection with any application and any continuing, divisional or related applications for the invention, and any patent(s) issuing thereon, and also to execute separate assignments in connection with such applications and patents as the Assignee may deem necessary.
- 2) Each undersigned agrees to execute all papers necessary in connection with any interference which may be declared concerning any application or continuation or division thereof, or any patent or related application based thereon, for the invention, and to cooperate with the Assignee in every way possible in obtaining evidence and going forward with such interference.
- 3) Each undersigned agrees to execute all papers and documents and perform any act which may be necessary in connection with claims or provisions of the International Convention for Protection of Industrial Property or similar agreements.
- 4) Each undersigned agrees to perform all affirmative acts which may be necessary to obtain, maintain or confirm by reissue or reexamination a grant of a valid United States patent in the Assignee.
- 5) Each undersigned authorizes and requests the Commissioner of the U.S. Patent and Trademark Office to issue any and all Letters Patents of the United States resulting from said application(s) to the said Assignee, as Assignee of the entire interest, and covenants that he has full right to convey the entire interest herein assigned, and that he has not executed, and will not execute, any agreements in conflict therewith, and agrees that this assignment is binding on him and his heirs, successors, assigns and legal representatives.
- 6) Each undersigned hereby grants the firm of OLIFF & BERRIDGE, PLC the power to insert on this assignment any further identification that may be necessary or desirable in order to comply with the rules of the United States Patent and Trademark Office for recordation of this document.

In witness whereof, executed by the undersigned on the date(s) opposite the undersigned name(s).

Date <u>1/2006.05.31</u>	Investor Signature <u>Amin Stellwagen</u> (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)
Date _____	Investor Signature _____ (SEAL)

This assignment should preferably be signed before: (a) a Notary Public if within the U.S.A. (b) a U.S. Consul if outside the U.S.A. If neither, then it should be signed before at least two witnesses who shall sign here:

Date <u>1/2006.05.31</u>	Witness <u>John L. Hartke</u>
Date <u>1/2006.05.31</u>	Witness <u>A. W. D. D.</u>

PTO RECEIPT FOR FILING OF PAPERS**The following papers have been filed:**

POA Trans; Gen. POA; cpy Assgmt.

Name of Applicant:	Armin STELLWAGEN
Serial No.:	10/581,366
Attorney File No.:	128174
Title:	Hydraulic Controller Arrangement
Sender's Initials:	JAO:NXY/
Assignee:	BOSCH REXROTH AG

125 39

PATENT OFFICE DATE STAMP**COPY TO BE STAMPED BY PATENT OFFICE
AND RETURNED BY MESSENGER**

PATENT APPLICATION

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re the Application of

Armin STELLWAGEN

Application No.: 10/581,366

Filed: June 2, 2006

Docket No.: 128174

For: HYDRAULIC CONTROLLER ARRANGEMENT

INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

Pursuant to 37 CFR §1.56, the attention of the Patent and Trademark Office is hereby directed to the references listed on the attached PTO-1449. Unless otherwise indicated herein, one copy of each reference is attached. It is respectfully requested that the information be expressly considered during the prosecution of this application, and that the references be made of record therein and appear among the "References Cited" on any patent to issue therefrom.

- 1. This Information Disclosure Statement is being filed (a) within three months of the U.S. filing date of this non-CPA application, OR (b) before the mailing date of a first Office Action on the merits in the present application. No certification or fee is required.
- 2. One or more reference cited herein was cited in the International Search Report. A copy of the International Search Report is attached for the Examiner's information. See References 3-5.
- 3. In accordance with 37 CFR §1.98(a)(2)(ii), copies of any U.S. patents and patent application publications are not attached.
- 4. Reference 1 corresponds to reference 3. Reference 2 corresponds to reference 5.

Respectfully submitted,

James A. Oliff
Registration No. 27,075

Julie M. Lake
Registration No. 51,156

JAO:JML/jtp

Date: August 22, 2006
OLIFF & BERRIDGE, PLC
P.O. Box 19928
Alexandria, Virginia 22320
Telephone: (703) 836-6400

DEPOSIT ACCOUNT USE
AUTHORIZATION
Please grant any extension
necessary for entry;
Charge any fee due to our
Deposit Account No. 15-0461

Sheet 1 of 1

Form PTO-1449 (REV. 1/06)		US Dept. of Commerce PATENT & TRADEMARK OFFICE	ATTY DOCKET NO. 128174	APPLICATION NO. 10/581,366		
INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT (Use several sheets if necessary)						
		APPLICANT Armin STELLWAGEN				
		FILING DATE June 2, 2006				
U.S. PATENT DOCUMENTS						
Examiner Initials	Cite No.	Document Number	Date	Name		
1		6,644,025 B1	11/11/2003	OBERHAUSSER et al.		
2		5,315,826	5/31/1994	HIRATA et al.		
FOREIGN PATENT DOCUMENTS						
Examiner Initials	Cite No.	Document Number	Date	Country	With English Abstract	With English Translation
3		DE 199 04 616 A1	8/10/2000	Germany		
4		DE 33 41 641 A1	5/30/1985	Germany		
5		EP 0 516 864 A1	12/9/1992	Europe		
OTHER DOCUMENTS						
Examiner Initials	Cite No.	(Including Author, Title, Date, Pertinent Pages, etc.)				
EXAMINER					DATE CONSIDERED	
Examiner: Initial if citation considered, whether or not citation is in conformance with M.P.E.P. 609; draw line through citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to applicant.						

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No
PCT/DE2004/002705A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F15B11/044 F15B13/04

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC 7 F15B

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the International search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 199 04 616 A1 (MANNESMANN REXROTH AG) 10 August 2000 (2000-08-10) cited in the application column 4, line 63 - column 9, line 28	1
A	DE 33 41 641 A1 (MANNESMANN REXROTH GMBH; MANNESMANN REXROTH GMBH, 8770 LOHR, DE) 30 May 1985 (1985-05-30) page 7, paragraph 2 page 9, paragraph 2	1
A	EP 0 516 864 A (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD) 9 December 1992 (1992-12-09) column 10, line 31 - column 12, line 6	1

 Further documents are listed in the continuation of box C. Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

- *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- *E* earlier document but published on or after the International filing date
- *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- *P* document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed

- *T* later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- *&* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the International search

31 March 2005

Date of mailing of the International search report

08/04/2005

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5816 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl
Fax. (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Toffolo, O

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE2004/002705

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)		Publication date
DE 19904616	A1	10-08-2000	DE	50009158 D1		10-02-2005
			WO	0046513 A1		10-08-2000
			EP	1149246 A1		31-10-2001
			JP	2002536599 T		29-10-2002
			US	6644025 B1		11-11-2003
DE 3341641	A1	30-05-1985	FR	2555277 A1		24-05-1985
			GB	2149887 A , B		19-06-1985
			IT	1177242 B		26-08-1987
EP 0516864	A	09-12-1992	DE	69128882 D1		12-03-1998
			DE	69128882 T2		27-08-1998
			EP	0516864 A1		09-12-1992
			WO	9209809 A1		11-06-1992
			JP	2744846 B2		28-04-1998
			KR	9606358 B1		15-05-1996
			US	5315826 A		31-05-1994



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



0 516 864 A1

(12)

EUROPEAN PATENT APPLICATION
published in accordance with Art.
158(3) EPC

(21) Application number: 92902476.8

(51) Int. Cl.5: F15B 11/00, F15B 11/05,
F15B 11/16, E02F 9/22

(22) Date of filing: 26.11.91

(23) International application number:
PCT/JP91/01621

(24) International publication number:
WO 92/09809 (11.06.92 92/13)

(30) Priority: 26.11.90 JP 318059/90

(72) Inventor: HIRATA, Tolchi
203, Sakaecho 4-chome
Ushiku-shi, Ibaraki 300-12(JP)
Inventor: SUGIYAMA, Genroku
2337, Oyama Miho-mura
Inashiki-gun, Ibaraki 300-04(JP)

(43) Date of publication of application:
09.12.92 Bulletin 92/50

(74) Representative: Patentanwälte Beetz - Timpe -
Siegfried - Schmitt-Fumian- Mayr
Steinsdorfstrasse 10
W-8000 München 22(DE)

(60) Designated Contracting States:
DE FR GB IT SE

(71) Applicant: HITACHI CONSTRUCTION
MACHINERY CO., LTD.
6-2, Otemachi 2-chome
Chiyoda-ku Tokyo 100(JP)

(54) HYDRAULIC DRIVING SYSTEM AND DIRECTION CHANGE-OVER VALVES.

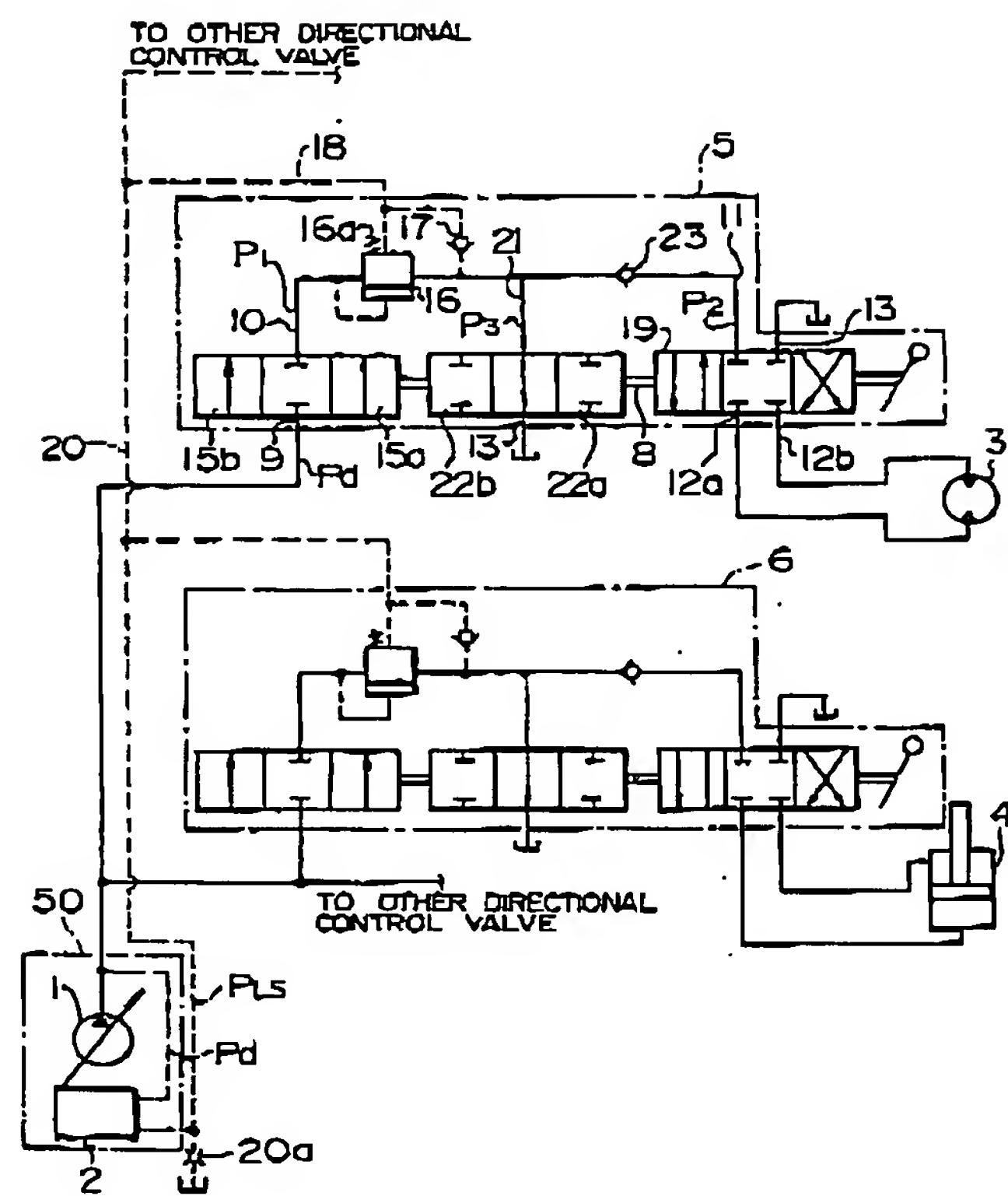
(55) Each of direction change-over valves (5, 6) respectively provided between a hydraulic supply system (50) and a plurality of actuators (3, 4) comprises: a pump port (9); a pressure chamber (10); a feeder path (11); actuator ports (12a, 12b); a tank port (13); first variable throttles (15a, 15b) of a meter-in system, which are provided between the pump port and the pressure chamber; and a pressure compensation valve (16) provided between the pressure chamber and the feeder path, one of opposing ends of which receives pressure from the pressure chamber and the other end of which receives the maximum of load pressures of the plurality of actuators. The hydraulic supply system comprises: a hydraulic pump (1); and a pump flowrate control device (2) for controlling a discharge flowrate

of the hydraulic pump in such a manner that discharge pressure of the hydraulic pump is higher by a predetermined value than the maximum of load sensing pressures obtained from load pressures of the plurality of actuators. At least one of the direction change-over valves further comprises: a bleed path (21) for connecting the feeder path (11) and the tank port (13) to each other; and second variable throttles (22a, 22b) provided in this bleed path and interlocked with the first variable throttles of the meter-in system. With this arrangement, an abrupt action of the actuators for driving an inertial member is prevented and vibrations of the circuit are controlled even when one of a pump discharge flowrate and a load pressure is fluctuated.

EP 0 516 864 A1

EP 0 516 864 A1

FIG. 1



TECHNICAL FIELD

The present invention relates to a hydraulic drive system and a directional control valve, and more particularly to a hydraulic drive system and a directional control valve for use in construction machines, such as hydraulic excavators, each having a plurality of actuators.

BACKGROUND ART

A hydraulic drive system for use in construction machines such as hydraulic excavators comprises a hydraulic pump, a plurality of hydraulic actuators driven by a hydraulic fluid supplied from the hydraulic pump, and a plurality of directional control valves for controlling respective flow rates of the hydraulic fluid supplied from the hydraulic source to a plurality of actuators.

From the standpoint of reducing energy consumption primarily, it is proposed in a hydraulic drive system of that type to employ a load sensing control technique for controlling a delivery pressure of the hydraulic pump dependent on the load pressure. As examples of such a hydraulic drive system, there are known GB 2,195,745A, DE 2,906,670A1, USP 4,939,023, etc. To carry out the load sensing control, those examples of the prior art employ a pump flow controller for controlling a delivery rate of the hydraulic pump so that the delivery pressure of the hydraulic pump is held higher by a fixed value than a maximum load pressure among the plurality of actuators. The plurality of directional control valves each comprises a pump port, a pressure chamber capable of communicating with the pump port, a feeder passage capable of communicating with the pressure chamber, an actuator port capable of communicating with the feeder passage, a reservoir port capable of communicating with the actuator port, a first meter-in variable restrictor disposed between the pump port and the pressure chamber, and a pressure compensating valve having a pair of opposite ends, one of which is subjected to a pressure in the pressure chamber and the other of which is subjected to the maximum load pressure among the plurality of actuators. With the pair of opposite ends respectively subjected to the pressure in the pressure chamber and the maximum load pressure, as mentioned above, the pressure compensating valve serves to control the pressure in the pressure chamber dependent on the maximum load pressure for holding the differential pressure across the meter-in variable restrictor at a fixed value, during the combined operation in which plural actuators are driven simultaneously. The differential pressures across the meter-in variable restrictors of all the directional control valves are

thereby made equal to one another so that the flow rate of the hydraulic fluid from the hydraulic pump is distributed in accordance with the ratio of opening area between the variable restrictors to perform the desired combined operation.

Of the prior art, the apparatus disclosed in USP 4,939,023 is arranged such that one of the directional control valves comprises a pressure reducing valve disposed between the pressure compensating valve and the actuator port for reducing the pressure of the hydraulic fluid supplied to the associated actuator, a load line for leading out the load pressure via a fixed restrictor, and a proportional pressure relief valve of which relief setting pressure is regulated by a pilot pressure from a control lever unit to limit the pressure in the load line, the pressure in the load line being led to act on a setting sector of the pressure reducing valve to thereby control an outlet pressure of the pressure reducing valve dependent on the setting pressure of the proportional pressure relief valve.

The above examples of the prior art have, however, the following problems.

In the hydraulic drive systems disclosed in the above-cited GB 2,195,745 and DE 2,906,670A1, when a control lever for the directional control valve is manipulated to operate the associated actuator, the hydraulic fluid is momentarily forced to flow at a flow rate corresponding to the resultant opening of the meter-in variable restrictor of the directional control valve. Accordingly, upon the control lever being quickly manipulated, the actuator is abruptly operated. This raises a problem in the case of driving a member of large inertia such as a swing of a hydraulic excavator, for example. More specifically, while the flow rate is abruptly increased upon the control lever of the directional control valve being quickly manipulated, the swing to be driven by a swing motor has large inertia and, therefore, the pressure in the system reaches the relief pressure set for limiting a maximum value of the circuit pressure. In this event, the prior art can no longer effect the pressure control and an acceleration of the swing as an inertial body is maximized, causing an operator to feel a shock. This also practically holds true in the case of traveling, boom-up and so forth other than the swing.

Further, in the aforementioned hydraulic drive system, when a tilting angle of the hydraulic pump is changed to a small extent, the flow rate of the hydraulic fluid delivered from the hydraulic pump is also changed and so is the sensing pressure, i.e., the maximum load pressure. If the amount of such a change is large, the delivery rate of the hydraulic pump is changed again to a large extent, which may cause oscillation in the circuit as a result of repetitions of the above process.

On the other hand, with the prior art disclosed

In USP 4,939,023, the pressure of the hydraulic fluid supplied to the actuator is reduced in response to the pilot pressure at start-up of the swing, thereby preventing the swing motor from being abruptly operated. Also, even when the delivery rate of the hydraulic pump is slightly fluctuated, the load pressure of the swing motor will not fluctuate, because the setting of the proportional pressure relief valve is fixed and so is the setting of the pressure reducing valve as long as the operation amount of the control lever is kept fixed. It is thus possible to suppress change in the load sensing pressure caused by slight fluctuations in the pump delivery rate. However, this prior art has the following problem.

When the swing starts its inertial rotation after start-up thereof, the load pressure of the swing motor is reduced. If the load pressure lowers below the setting pressure of the pressure reducing valve, the latter valve can no longer effect its function. Under that condition, when the delivery rate of the hydraulic pump is slightly fluctuated as mentioned before, the load pressure of the swing motor is changed and so is the load sensing pressure, which may cause oscillation in the circuit, as with the foregoing prior art.

There is generally such a tendency that when the load pressure is changed so as to increase during the operation of an actuator, vibration of the actuator is damped if the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the actuator is reduced, continues if it remains the same, and is brought into oscillation if it is increased. With the prior art disclosed in USP 4,939,023, since the proportional relief valve is closed under a condition that the load pressure of the swing motor is reduced below the setting pressure of the pressure reducing valve, no part of the hydraulic fluid passing through the directional control valve is now discharged into a reservoir (tank) via the proportional relief valve. In other words, all of the hydraulic fluid passing through the directional control valve is supplied to the actuator. Further, there is no flow of the hydraulic fluid reaching the load line through the fixed restrictor, the pressure in the load line becomes equal to the load pressure so that the differential pressure across the directional control valve is controlled to be constant as usual through the load sensing control of the hydraulic pump, thus rendering constant the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve. Accordingly, when the load pressure is changed so as to increase during the operation of an actuator as mentioned above, the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the actuator remains the same. As a result, load fluctuations will not be damped once occurred, which may impair the working efficiency.

It is an object of the present invention to pro-

vide a hydraulic drive system and a directional control valve for use in construction machines, which can realize pressure control while maintaining adequate distribution of flow rates, prevent abrupt operation of an actuator adapted for driving an inertial body, and further suppress vibration produced in a circuit even when any of the pump delivery rate and the load pressure is fluctuated.

DISCLOSURE OF THE INVENTION

To achieve the above object, in accordance with the present invention, there is provided a hydraulic drive system for a construction machine comprising hydraulic pressure supply means; a plurality of actuators driven by a hydraulic fluid supplied from said hydraulic pressure supply means; and a plurality of directional control valves respectively disposed between said hydraulic pressure supply means and said plurality of actuators, and each comprising a pump port, a pressure chamber capable of communicating with said pump port, a feeder passage capable of communicating with said pressure chamber, actuator ports capable of communicating with said feeder passage, a reservoir port capable of communicating with said actuator ports, first meter-in variable restrictors disposed between said pump port and said pressure chamber, and a pressure compensating valve disposed between said pressure chamber and said feeder passage and having a pair of opposite ends, one of which is subjected to a pressure in said pressure chamber and the other of which is subjected to a maximum load pressure among said plurality of actuators, said hydraulic pressure supply means having a hydraulic pump and pump flow control means for controlling a delivery rate of said hydraulic pump so that a delivery pressure of said hydraulic pump is held higher by a predetermined value than the maximum pressure obtained, as a load sensing pressure, from load pressures of said plurality of actuators, wherein at least one of said plurality of directional control valves has a bleed passage for communicating between said feeder passage and said reservoir port, and second variable restrictors disposed in said bleed passage and moved in conjunction with said first meter-in variable restrictors.

Preferably, the second variable restrictors are set such that the opening areas thereof become smaller as opening areas of the first variable restrictors increase.

With the present invention thus arranged, since the directional control valves having associated pressure compensating valves are respectively provided for the actuators, the differential pressures across the first meter-in variable restrictors of the directional control valves are all equal to one an-

other. Accordingly, flow rates of the hydraulic fluid supplied to the respective actuators are distributed in accordance with the ratio of opening area between the associated variable restrictors, so that the combined operation can be performed as usual. Also, when driving the actuator which undergoes a load of large inertia, a part of the hydraulic fluid within the feeder passage is caused to flow into a reservoir via the bleed passage and the second variable restrictor provided in the bleed passage in an appropriate amount. Therefore, a rise in the load pressure is suppressed to prevent abrupt operation of the actuator driving the associated inertial body, whereby the inertial body can be driven smoothly.

Further, even if the flow rate of the hydraulic fluid delivered from the hydraulic pressure supply means is fluctuated to some extent, a part of the delivery flow rate is returned to the reservoir through the bleed passage. Consequently, change in the load sensing pressure incidental to such fluctuations in the delivery flow rate is suppressed to prevent oscillation produced in the circuit.

In addition, when the load pressure is changed so as to increase during operation of the actuator, the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve is controlled by the pump flow control means to be kept constant, while the flow rate of the hydraulic fluid returned to the reservoir via the bleed passage is increased with such a rise in the load pressure. As a result, the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the actuator is reduced and thus vibration of the actuator is damped.

Preferably, the directional control valve further comprises a third restrictor disposed in a portion of the bleed passage between the feeder passage and the second variable restrictors, and a signal passage for introducing, as the load sensing pressure, a pressure residing in a portion of the bleed passage between the second variable restrictors and the third restrictor.

With the present invention thus arranged, when the load pressure of the actuator is changed so as to increase, the flow rate of the hydraulic fluid passing through the third restrictor is increased and the pressure drop across the third restrictor is enlarged. On the other hand, the pump control means controls the delivery rate of the hydraulic pump so that the delivery pressure of the hydraulic pump is held higher by a fixed value than the pressure in the portion of the bleed passage between the second variable restrictors and the third restrictor and, therefore, the differential pressure across the first meter-in variable restrictor is reduced. Accordingly, the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve is also reduced. With this decrease in the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional

control valve, in addition to an increase in the flow rate of the hydraulic fluid returned to the reservoir via the bleed passage as set forth above, the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the actuator is reduced to damp the vibration of the actuator. Moreover, with the provision of the third restrictor, the flow rate of the hydraulic fluid to be returned to the reservoir via the bleed passage is reduced, resulting in the smaller energy loss.

Preferably, the directional control valve further comprises a load check valve disposed between a connection point of the feeder passage to the bleed passage and the actuator ports. This enables to positively prevent the hydraulic fluid from reversely flowing from the actuator ports.

Preferably also, the directional control valve has a spool movable through a stroke dependent on an operation amount, and the first and second variable restrictors are formed on the same spool. By so forming the first and second variable restrictors on the same spool, the above-stated operation can be obtained with a simple structure.

Additionally, to achieve the above object, the present invention also provides the directional control valve arranged as set forth before.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a schematic diagram of a hydraulic drive system according to a first embodiment of the present invention.

Fig. 2 is a diagram showing details of a pump controller shown in Fig. 1.

Fig. 3 is a sectional view showing the structure of a directional control valve shown in Fig. 1.

Fig. 4 is a graph showing the relationship in opening area between a meter-in variable restrictor and a variable restrictor in a bleed passage both shown in Figs. 1 and 3.

Fig. 5 is a sectional view showing a modification of the valve structure shown in Fig. 3.

Fig. 6 is a schematic diagram of a hydraulic drive system according to a second embodiment of the present invention.

Fig. 7 is a sectional view showing the structure of a directional control valve shown in Fig. 6.

Fig. 8 is a sectional view showing a modification of the valve structure shown in Fig. 7.

BEST MODE FOR CARRYING OUT THE INVENTION

Hereinafter, embodiments of the present invention will be described with reference to the drawings. To begin with, a first embodiment of the present invention will be explained by referring to Figs. 1 to 4.

In Fig. 1, a hydraulic drive system of this

embodiment is equipped on hydraulic excavators, for example, and includes a hydraulic pressure supply unit 50 comprising a hydraulic pump 1 of variable displacement type and a pump controller 2 for controlling a displacement volume of the hydraulic pump 1, a plurality of actuators such as a swing motor 3, a boom cylinder 4 and not-shown others including left and right travel motors, an arm cylinder and a bucket cylinder, and directional control valves 5, 6 and other not-shown ones for controlling flows of a hydraulic fluid supplied from the hydraulic pump 1 to the respective actuators such as the swing motor 3 and the boom cylinder 4.

The pump controller 2 of the hydraulic pressure supply unit 50 controls a delivery rate of the hydraulic pump 1 so that a differential pressure ΔP_{LS} ($= P_d - P_{LS}$) between a delivery pressure P_d of the hydraulic pump 1 and a maximum load pressure among the plurality of actuators, i.e., a load sensing pressure P_{LS} (described later) is held at a predetermined value. To this end, as shown in Fig. 2, the pump controller 2 comprises a control actuator 51 for controlling the displacement volume of the hydraulic pump 1, and a flow regulating valve 52 for controlling operation of the control actuator 51. The flow regulating valve 52 is provided at one end thereof with a drive sector 52a to which the pump delivery pressure P_d is introduced, and at the other end thereof with both a drive sector 52b to which the load sensing pressure P_{LS} is introduced and a spring 52c for setting a target differential pressure, thereby controlling the delivery rate of the hydraulic pump 1 so that the force produced by the differential pressure ΔP_{LS} and the force imposed by the spring 52c are balanced with each other.

The directional control valves 5, 6 and the other not-shown ones have the same structure. As shown in Fig. 3, the directional control valve 5 for controlling operation of the swing motor 3, by way of example, comprises a block 7 giving a body and a spool 8 sliding through a bore 7a defined in the block 7. The block 7 is formed therein with a pump port 9, a pressure chamber 10 capable of communicating with the pump port 9, a feeder passage 11 capable of communicating with the pressure chamber 10, actuator ports 12a, 12b capable of communicating with the feeder passage 11, and a reservoir port 13 capable of communicating with the actuator ports 12a, 12b via respective drain chambers 13a, 13b. Between the pump port 9 and the pressure chamber 10, there are disposed meter-in variable restrictors 15a, 15b each comprising a plurality of notches defined in a land 14 of the spool 8. The variable restrictor 15a performs its function when the spool 8 is moved to the right in the drawing, whereas the variable restrictor 15b performs its function when the spool 8 is moved to

the left in the drawing. A pressure compensating valve 16 is disposed between the pressure chamber 10 and the feeder passage 11 and has a pair of opposite ends, one of which is subjected to a pressure P_1 in the pressure chamber 10 and the other of which is subjected to the maximum load pressure among the plurality of actuators, i.e., the load sensing pressure P_{LS} , via a check valve 17 provided in the pressure compensating valve 16.

Through functions of the pressure compensating valve 16 and other ones of respective directional control valves associated with the remaining actuators, when the swing motor 3 and the boom cylinder 4 are simultaneously driven, or when the other plural actuators are operated in a combined manner, the pressures P_1 in the respective pressure chambers 10 become equal to one another in all of the directional control valves. On the other hand, since all of the directional control valves are connected to the hydraulic pump 1 in parallel, pressures at the respective pump ports 9 are all equal to one another. Accordingly, the respective meter-in variable restrictors 15 of all of the directional control valves have differential pressures across them equal to one another, and flow rates of the hydraulic fluid passing through the variable restrictors 15 are distributed in accordance with the ratio of opening area between the variable restrictors 15.

The feeder passage 11 and the drain chambers 13a, 13b of the directional control valve 5 are each selectively connected to corresponding one of the actuator ports 12a, 12b upon operation of respective main spool sections 19 provided on the spool 8. More specifically, when the spool 8 is moved to the right in the drawing, the feeder passage 11 is communicated with the actuator port 12a and the actuator port 12b is communicated with the drain chamber 13b. When the spool 8 is moved to the left in the drawing, the feeder passage 11 is communicated with the actuator port 12b and the actuator port 12a is communicated with the drain chamber 13a. The above is also equally applied to the feeder passage, the discharge passage and the actuator port of any other directional control valve. As a result, the hydraulic fluid distributed in a manner as set forth before is supplied to the swing motor 3 and others via the respective actuator ports and then returned back to the reservoir from the swing motor 3 and others, thereby carrying out the desired combined operation.

Further, the block 7 and the spool 8 are formed therein with a bleed passage 21 capable of communicating between the feeder passage 11 and the reservoir port 13b, and the spool 8 is formed therein with other variable restrictors 22a, 22b movable together with the aforesaid variable restrictors 15a, 15b and located in the bleed passage 21. The

variable restrictor 22a performs its function when the spool 8 is moved to the right in the drawing, whereas the variable restrictor 22b performs its function when the spool 8 is moved to the left in the drawing. The relationship in opening area between the variable restrictors 22a, 22b and the meter-in variable restrictors 15a, 15b is set such that, as shown in Fig. 4, as the opening areas of the meter-in variable restrictors 15a, 15b are increased with the spool stroke increasing, the opening areas of the other variable restrictors 22a, 22b become smaller. Additionally, between a branch point of the feeder passage 11 from the bleed passage 21 and the actuator ports 12a, 12b, there is disposed a load check valve 23 adjacent to the pressure compensating valve 16 for preventing a reverse flow of the hydraulic fluid from the pump port 12a or 12b.

The feeder passage 11 is connected to an external signal line 18 via the aforesaid check valve 17 and then to a signal line 20 common to all of the directional control valves, the signal line 20 being led to the aforesaid pump regulator 2. The signal line 20 is also connected to the reservoir via a restrictor 20a for releasing the pressure while the directional control valve is in a neutral state. With such an arrangement, the maximum load pressure among the plurality of actuators is applied as the load sensing pressure PLS to the other end of the pressure compensating valve 16 as set forth before and, at the same time, the load sensing pressure PLS is applied to the pump controller 2. Consequently, the pump controller 2 performs the above-stated control called load sensing control, that is to say, controls the delivery rate of the hydraulic pump 1 so that the pump pressure P_d is held higher by a fixed value than the maximum load pressure PLS.

In this embodiment thus arranged, when the plural directional control valves, e.g., the directional control valves 5, 6, are operated, the flow rates of the hydraulic fluid supplied to the swing motor 3 and the boom cylinder 4 are distributed in accordance with the ratio of opening area between the respective meter-in variable restrictors 15a or 15b as explained above. More specifically, when the directional control valves 5, 6 are operated, the delivery rate of the hydraulic pump 1 is controlled by the pump controller 2 so that the pump pressure P_d is held higher by a fixed value than the load sensing pressure, i.e., the maximum load pressure PLS. The hydraulic fluid delivered from the hydraulic pump 1 passes through the respective variable restrictors 15a or 15b of the directional control valves 5, 6, following which it is led to the pressure chambers 10 and, subsequently, therefrom to the feeder passages 11 via the pressure compensating valves 16. The respective pressure

compensating valves 16 have one ends to which the pressure P_1 in the pressure chambers 10 is applied, and the other ends to which the maximum load pressure PLS. Therefore, both the pressures in the pressure chambers 10 of the directional control valves 5, 6 become equal to each other, resulting in that the flow rates of the hydraulic fluid supplied to the actuators 3, 4 are distributed in accordance with the ratio of opening area between the respective meter-in variable restrictors 15a or 15b.

In addition, the feeder passage 11 of the directional control valve 5, for example, is capable of communicating with the drain chamber 13b via the bleed passage 21. On this occasion, the amount by which the bleed passage 21 is restricted is determined by the variable restrictor 22a when the spool 8 of the directional control valve 5 is being displaced to the right in Fig. 3, and by the variable restrictor 22b when it is being displaced to the left. On the other hand, a load pressure signal is led from the bleed passage 21 to the signal line 18 via the check valve 17 provided in the pressure compensating valve 16. The hydraulic fluid introduced from the pressure chamber 10 to the bleed passage 21 is further introduced to the downstream side of the feeder passage 11 and then to any one of the actuator ports 12a, 12b dependent on the direction of movement of the spool 8, followed by supply to the swing motor 3.

Consider now the case that the directional control valve 5 is operated to drive the swing motor 3 with an intention of driving the swing (not shown) as an inertial body. It is to be noted that the following explanation also holds true for the combined operation of driving the swing motor 3 and the directional control valve 4, because the swing motor is on the higher load side. When the swing motor 3 is driven aiming to drive the swing as an inertial body, the delivery rate of the hydraulic pump 1 is controlled so that the differential pressure between the pressure P_d at the pump port 9 and a pressure P_3 in the bleed passage 21, i.e., PLS, is held at a fixed value. At this time, since only the pressure P_3 in the bleed passage 21 acts as a back pressure of the pressure compensating valve 16, the pressure loss between the pressure chamber 10 and the bleed passage 21 is produced by only the force of a spring 16a acting on the pressure compensating valve 16, but the value of that force is as small as negligible. In other words, the load sensing differential pressure ΔPLS ($= P_d - PLS$) is primarily governed by the pressure loss due to the meter-in variable restrictor 15a or 15b and the delivery rate of the hydraulic pump 1 is proportional to the opening area of the variable restrictor 15a or 15b. The hydraulic fluid delivered from the hydraulic pump 1 is introduced to the

bleed passage 21 via the pressure compensating valve 16. Following that, a part of the hydraulic fluid introduced to the bleed passage 21 is led to the drain chamber 13a via the bleed passage 21 and the variable restrictor 22a or 22b and then to the reservoir via the reservoir port 13. The rest of the hydraulic fluid is supplied to the swing motor 3 via the load check valve 23, the feeder passage 11 and the actuator port 12a or 12b as mentioned before. On this occasion, the maximum pressure available in the bleed passage 21, i.e., how far the pressure in the bleed passage 21 is able to increase in unit of Kg*f/cm² with the actuator port 12a or 12b blocked, is determined by the relationship in balance between the opening area of the meter-in variable restrictor 15a or 15b and the opening area of the variable restrictor 22a or 22b.

Thus, when the directional control valve 5 is shifted with an intention of turning the swing as an inertial body, a part of the hydraulic fluid introduced to the bleed passage 21 is led to the reservoir port 13 via the variable restrictor 22a or 22b to thereby limit a rise in the pressure P2. In addition, the opening area of the variable restrictor 22a or 22b is changed dependent on the movement of the meter-in variable restrictor 15 to make pressure control. When the swing motor 3 starts its rotation and the hydraulic fluid now flows into the swing motor 3 via the actuator port 12a or 12b, the actuator pressure P2 is reduced and so is the bleed pressure P3, whereby the amount of the hydraulic fluid flowing into the tank port 13 from the bleed passage 21 via the variable restrictor 22a or 22b is reduced. As a result, the hydraulic fluid can be supplied to the swing motor 3 in such a manner as to prevent an excessive rise in the pressure, and the swing (not shown) can be driven smoothly, allowing the operator to feel no shock. The above operation is not limited to the case of operating the swing motor 3 adapted to drive the swing, and is equally applied to the case of driving the boom and the travel body (not shown).

Even if the delivery rate of the hydraulic pump is fluctuated to some extent during the time in which the above operation is being carried out, a part of the hydraulic fluid is returned to the reservoir via the bleed passage 21 and the variable restrictor 22a or 22b. Therefore, change in the load sensing pressure incidental to slight fluctuations in the delivery rate is suppressed to prevent the circuit oscillating by such slight fluctuations in the delivery rate.

Further, when the load pressure is changed so as to increase during operation of the swing motor 3, for example, the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve 5 is controlled by the pump flow controller 2 to be kept constant. However, the resulting rise in the load

pressure increases the flow rate of the hydraulic fluid returned to the reservoir via the bleed passage 21. Accordingly, the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the swing motor 3 is so reduced that the swing motor 3 is stably rotated without causing vibration.

In the structure of the directional control valve with this embodiment, since the meter-in variable restrictors 15a, 15b and the variable restrictors 22a, 22b in the bleed passage 21 are formed on the same spool 8, the valve structure is quite simplified, which results in the reduced manufacture cost of the directional control valve.

A modification of the directional control valve with this embodiment will be described with reference to Fig. 5. In Fig. 5, feeder passages 11Aa, 11Ab corresponding to the aforesaid feeder passage 11A shown in Fig. 3 are formed in a spool 8A of a directional control valve 5A, and load check valves 23Aa, 23Ab are respectively installed in the feeder passages 11Aa, 11Ab to prevent the hydraulic fluid from reversely flowing from pump ports 12a, 12b. The block 7A has formed therein a bleed passage 21A, a bleed chamber 21Aa positioned outwardly of the drain chamber 13b in the axial direction, a bleed auxiliary passage 21Ab for communicating between the bleed passage 21A and the bleed chamber 21Aa, and a bleed auxiliary passage 21Ac capable of communicating between the bleed chamber 21Aa and the drain chamber 13b. Those passages and the chambers jointly constitute the aforesaid bleed passage 21 shown in Fig. 3. Variable restrictors 22Aa, 22Ab are formed in those portions of the spool 8A adjacent to the bleed auxiliary passage 21Ac. The bleed passage 21A also functions as a part of the feeder passage such that the hydraulic fluid having passed through the pressure compensating valve 16A flows into the feeder passages 11Aa, 11Ab via the bleeder passage 21A. A check valve 17A is a one identical to the aforesaid check valve 17 shown in Fig. 3, but is provided outwardly of the block 7A. The directional control valve 5A thus arranged can also operate in a like manner to the aforesaid directional control valve 5 shown in Fig. 3.

A second embodiment of the present invention will be described with reference to Figs. 6 and 7.

In Fig. 8, a hydraulic drive system of this embodiment includes directional control valves 5B, 6B and other not-shown directional control valves for controlling respective flows of a hydraulic fluid supplied from a hydraulic pump 1 to actuators such as a swing motor 3 and a boom cylinder 4. All of these directional control valves have the same structure. The directional control valve 5B for controlling operation of the swing motor 3, by way of example, comprises a block 7B and a bleed passage 21B formed in a spool 8B, with a fixed

restrictor 30 being provided in the bleed passage 21B formed in the block 7B, as shown in Fig. 7. A portion of the bleed passage 21B downstream of the fixed restrictor 30 is communicated with an external signal line 31 via a signal passage 31a, and the signal line 31 is connected to a common signal line 20 via a check valve 32. Thus, in this embodiment, the pressure in the bleed passage 21B downstream of the fixed restrictor 30 is applied as the load sensing pressure to the pump controller 2.

On the other hand, the feeder passage 11 is connected to an external common signal line 33 via a check valve 17, and a maximum load pressure $P_{L\max}$ among the plurality of actuators, led to the signal line 33, is applied to one end of a pressure compensating valve 16. Thereby, as with the above first embodiment, the flow rates of the hydraulic fluid supplied to the swing motor 3 and the boom cylinder 4 are distributed in accordance with the ratio of opening area between respective meter-in variable restrictors 15a or 15b.

With this embodiment thus arrangement, like the above first embodiment, it is possible to distribute the flow rates of the hydraulic fluid supplied to the respective actuators 3, 4 in accordance with the ratio of opening area between the corresponding variable restrictors for effecting the smooth combined operation, suppress a rise in the load pressure when the swing motor 3 is driven, to prevent abrupt operation of the swing motor 3 for ensuring smooth driving of the swing, and suppress change in the load sensing pressure under an action of the bleed passage 21B even if the delivery rate from the hydraulic pump 1 is fluctuated to some extent, thereby preventing the occurrence of oscillation in the circuit.

Additionally, when the load pressure of the actuator, for example, the swing motor 3, is changed so as to increase in this embodiment, the flow rate of the hydraulic fluid passing through the fixed restrictor 30 provided in the bleed passage 21B is increased and thus the pressure drop across the fixed restrictor 30 is enlarged. On the other hand, the pump controller 2 controls the delivery rate of the hydraulic pump 1 so that the delivery pressure of the hydraulic pump 1 is held higher by a fixed value than the pressure P_2 residing between the variable restrictor 22a or 22b and the fixed restrictor 30 in the bleed passage 21B. Therefore, as the load pressure increases, the differential pressure across the meter-in variable restrictor 15a or 15b is reduced and so is the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve 5B. Consequently, with not only an increase in the flow rate of the hydraulic fluid returned to the reservoir via the bleed passage 21B as set forth above in connection with the

first embodiment, but also a decrease in the flow rate of the hydraulic fluid passing through the directional control valve 5B, the flow rate of the hydraulic fluid supplied to the swing motor 3 is reduced so that the vibration of the actuator is damped.

In addition, this embodiment is further advantageous in making the energy loss smaller because the provision of the fixed restrictor 30 results in the reduced flow rate of the hydraulic fluid to be returned to the reservoir via the bleed passage 21B.

A modification of the directional control valve in the above second embodiment will be explained by referring to Fig. 8. This modification is obtained by applying the concept of the second embodiment to the valve structure shown in Fig. 5. More specifically, a restrictor 30C is disposed in the bleed auxiliary passage 21Ab, the bleed chamber 21Aa is communicated with an external signal line 31 via a signal passage 31a, and the signal line 31 is connected to the common signal line 20 via a check valve 32. The bleed passage 21A serving also as a part of the feeder passage is connected to a common signal line 33 via the external check valve 17A. The directional control valve of this modification can also operate in a like manner to the aforesaid directional control valve 5B shown in Fig. 7.

INDUSTRIAL APPLICABILITY

With the arrangement explained above; the hydraulic drive system for construction machines of the present invention can realize pressure control while maintaining adequate distribution of flow rates, to thereby smoothly drive an inertial body and make the operator free from any shock, and can suppress change in the load sensing pressure incidental to fluctuations in the pump delivery rate, thereby preventing the circuit from oscillating by such fluctuations in the pump delivery rate. Moreover, even when the load pressure is changed so as to increase during operation of an actuator, vibration produced in the circuit can be damped with the result of the improved working efficiency.

Claims

1. A hydraulic drive system for a construction machine comprising hydraulic pressure supply means (50); a plurality of actuators (3, 4) driven by a hydraulic fluid supplied from said hydraulic pressure supply means; and a plurality of directional control valves (5, 8) respectively disposed between said hydraulic pressure supply means and said plurality of actuators, and each comprising a pump port (9), a pressure chamber (10) capable of commu-

nicating with said pump port, a feeder passage (11) capable of communicating with said pressure chamber, actuator ports (12a, 12b) capable of communicating with said feeder passage, a reservoir port (13) capable of communicating with said actuator ports, first meter-in variable restrictors (15a, 15b) disposed between said pump port and said pressure chamber, and a pressure compensating valve (16) disposed between said pressure chamber and said feeder passage and having a pair of opposite ends, one of which is subjected to a pressure in said pressure chamber and the other of which is subjected to a maximum load pressure among said plurality of actuators, said hydraulic pressure supply means having a hydraulic pump (1) and pump flow control means (2) for controlling a delivery rate of said hydraulic pump so that a delivery pressure of said hydraulic pump is held higher by a predetermined value than the maximum pressure obtained, as a load sensing pressure, from load pressures of said plurality of actuators, wherein:

at least one of said plurality of directional control valves (5, 6) has a bleed passage (21) for communicating between said feeder passage (11) and said reservoir port (13), and second variable restrictors (22a, 22b) disposed in said bleed passage and moved in conjunction with said first meter-in variable restrictors (15a, 15b).

2. A hydraulic drive system according to claim 1, wherein said second variable restrictors (22a, 22b) are set such that opening areas thereof become smaller as opening areas of said first variable restrictors (15a, 15b) increase.
3. A hydraulic drive system according to claim 1, wherein said directional control valve (5B) further comprises a third restrictor (30) disposed in a portion of said bleed passage (21) between said feeder passage (11) and said second variable restrictors (22a, 22b), and a signal passage (31a) for introducing, as said load sensing pressure, a pressure residing in a portion of said bleed passage between said second variable restrictors and said third restrictor.
4. A hydraulic drive system according to claim 1 or 3, wherein said directional control valve (5) further comprises a load check valve (23) disposed between a connection point of said feeder passage (11) to said bleed passage and said actuator ports (12a, 12b).
5. A hydraulic drive system according to claim 1

or 3, wherein said directional control valve (5) has a spool (8) movable through a stroke dependent on an operation amount, and said first and second variable restrictors (15a, 15b; 22a, 22b) are formed on said the same spool.

- 5
- 10
- 15
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
- 6.
- 7.
- 8.
- 9.

A directional control valves (5) comprising a pump port (9), a pressure chamber (10) capable of communicating with said pump port, a feeder passage (11) capable of communicating with said pressure chamber, actuator ports (12a, 12b) capable of communicating with said feeder passage, a reservoir port (13) capable of communicating with said actuator ports, first meter-in variable restrictors (15a, 15b) disposed between said pump port and said pressure chamber, and a pressure compensating valve (16) disposed between said pressure chamber and said feeder passage and having a pair of opposite ends, one of which is subjected to a pressure in said pressure chamber and the other of which is subjected to a maximum load pressure among said plurality of actuators, wherein:

said directional control valve further comprises a bleed passage (21) for communicating between said feeder passage (11) and said reservoir port (13), and second variable restrictors (22a, 22b) disposed in said bleed passage and moved in conjunction with said first meter-in variable restrictors (15a, 15b).

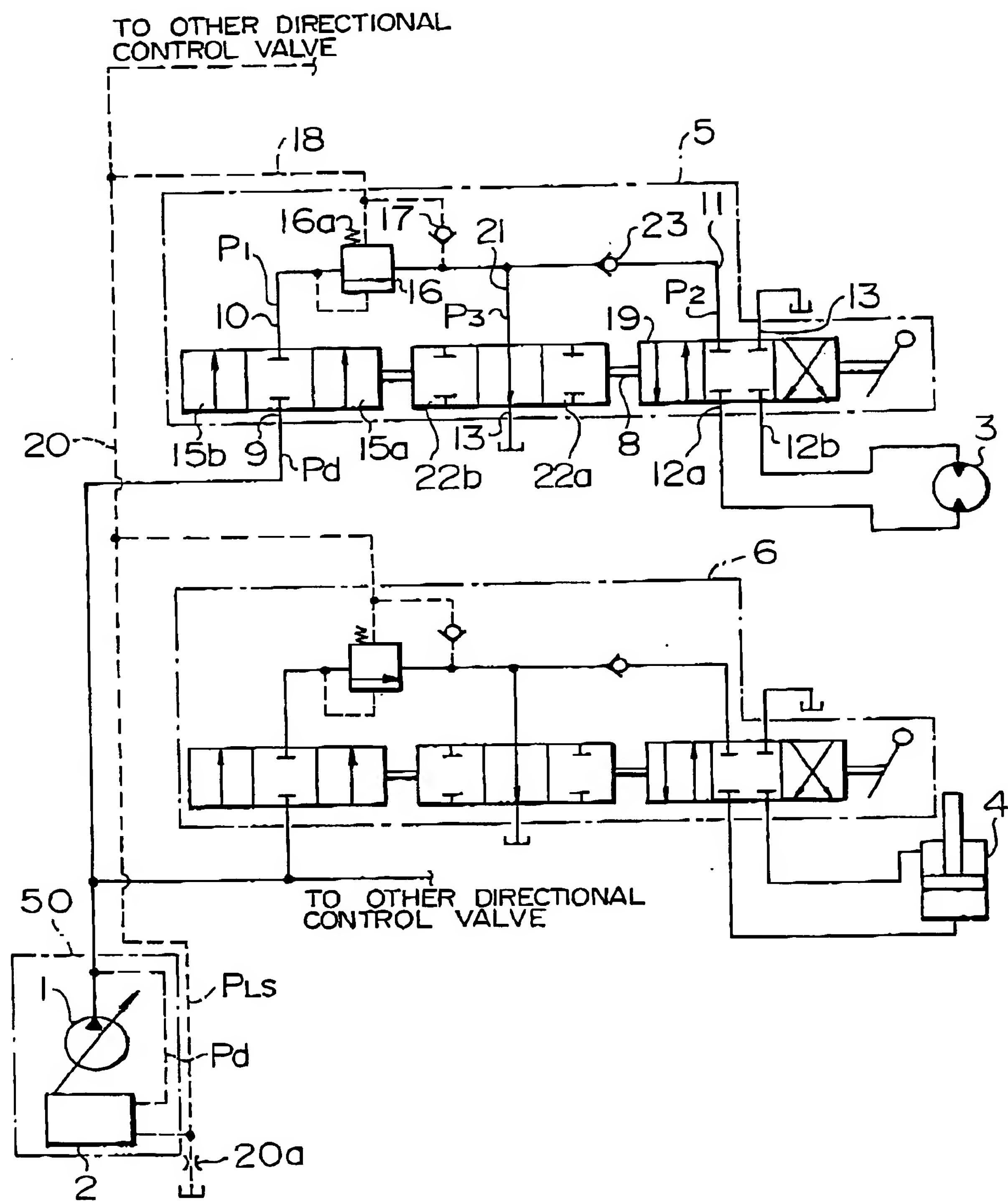
A directional control valve according to claim 6, wherein said second variable restrictors (22a, 22b) are set such that opening areas thereof become smaller as opening areas of said first variable restrictors (15a, 15b) increase.

A directional control valve according to claim 6, wherein said directional control valve further comprises a third restrictor (30) disposed in a portion of said bleed passage (21) between said feeder passage (11) and said second variable restrictors (22a, 22b), and a signal passage (31a) for introducing, as a load sensing pressure, a pressure residing in a portion of said bleed passage between said second variable restrictors and said third restrictor.

A directional control valve according to claim 6 or 8, wherein said directional control valve (5) has a spool (8) movable through a stroke dependent on an operation amount, and said first and second variable restrictors (15a, 15b; 22a, 22b) are formed on said the same spool.

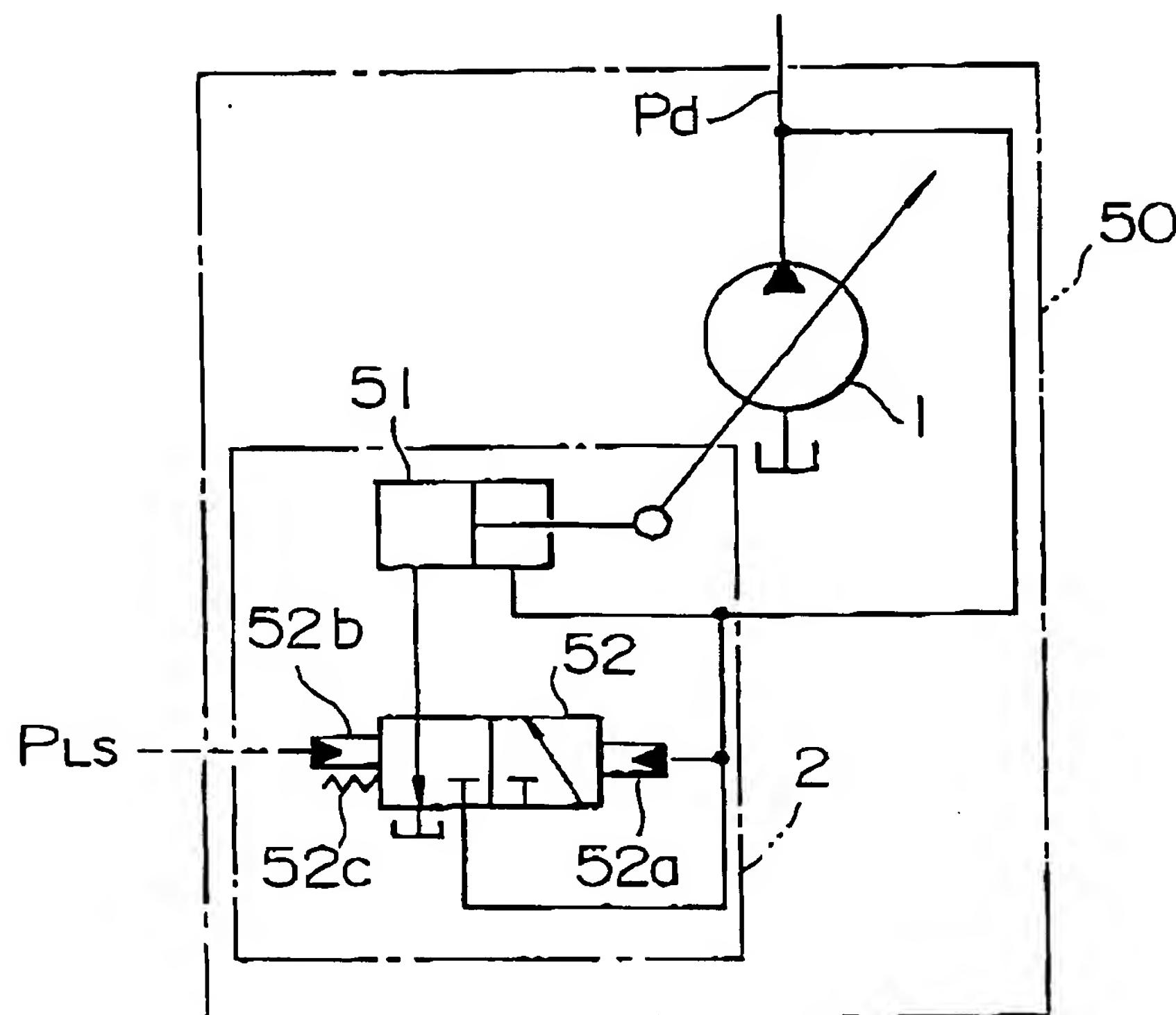
EP 0 516 864 A1

FIG. 1



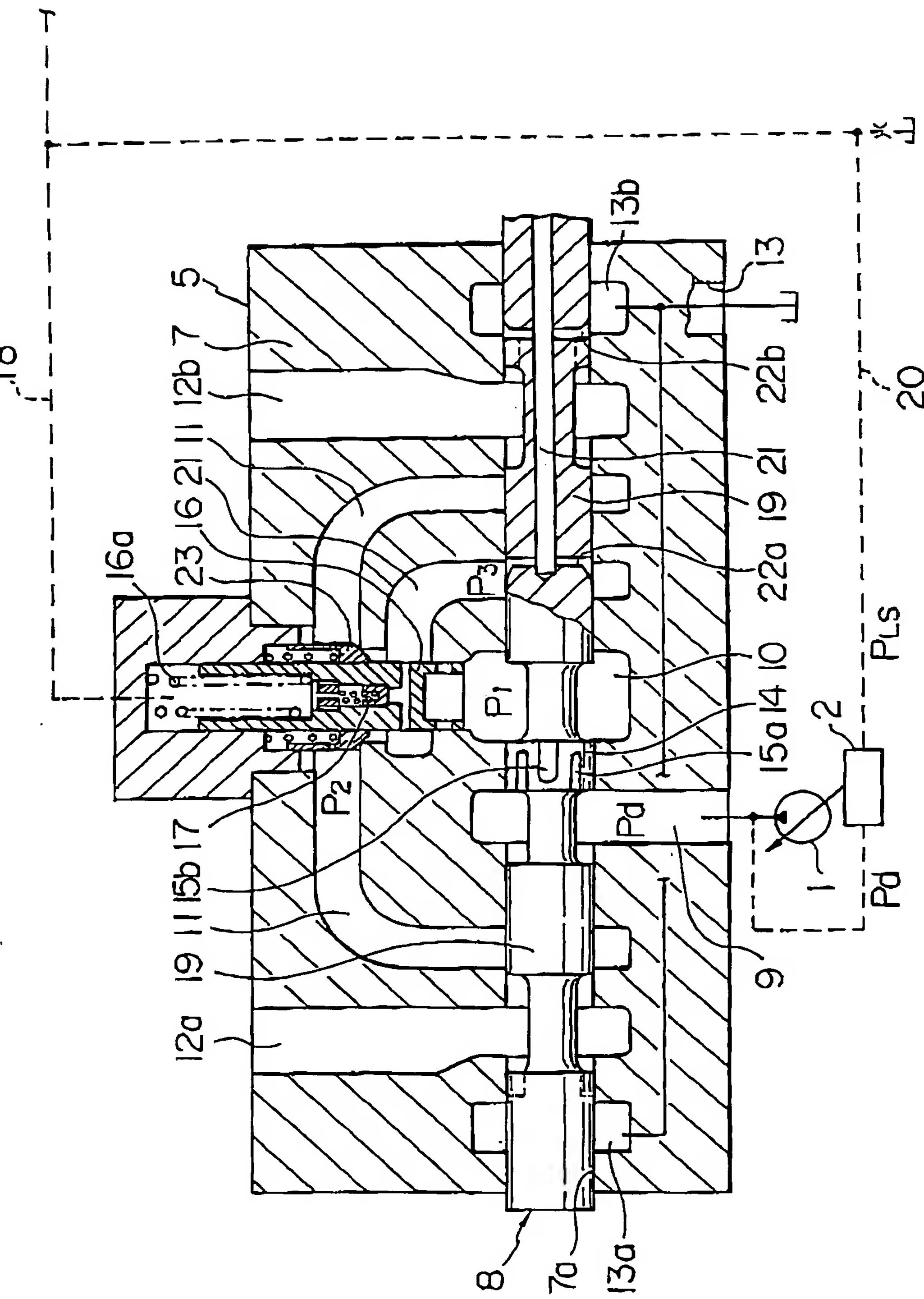
EP 0 516 864 A1

FIG. 2



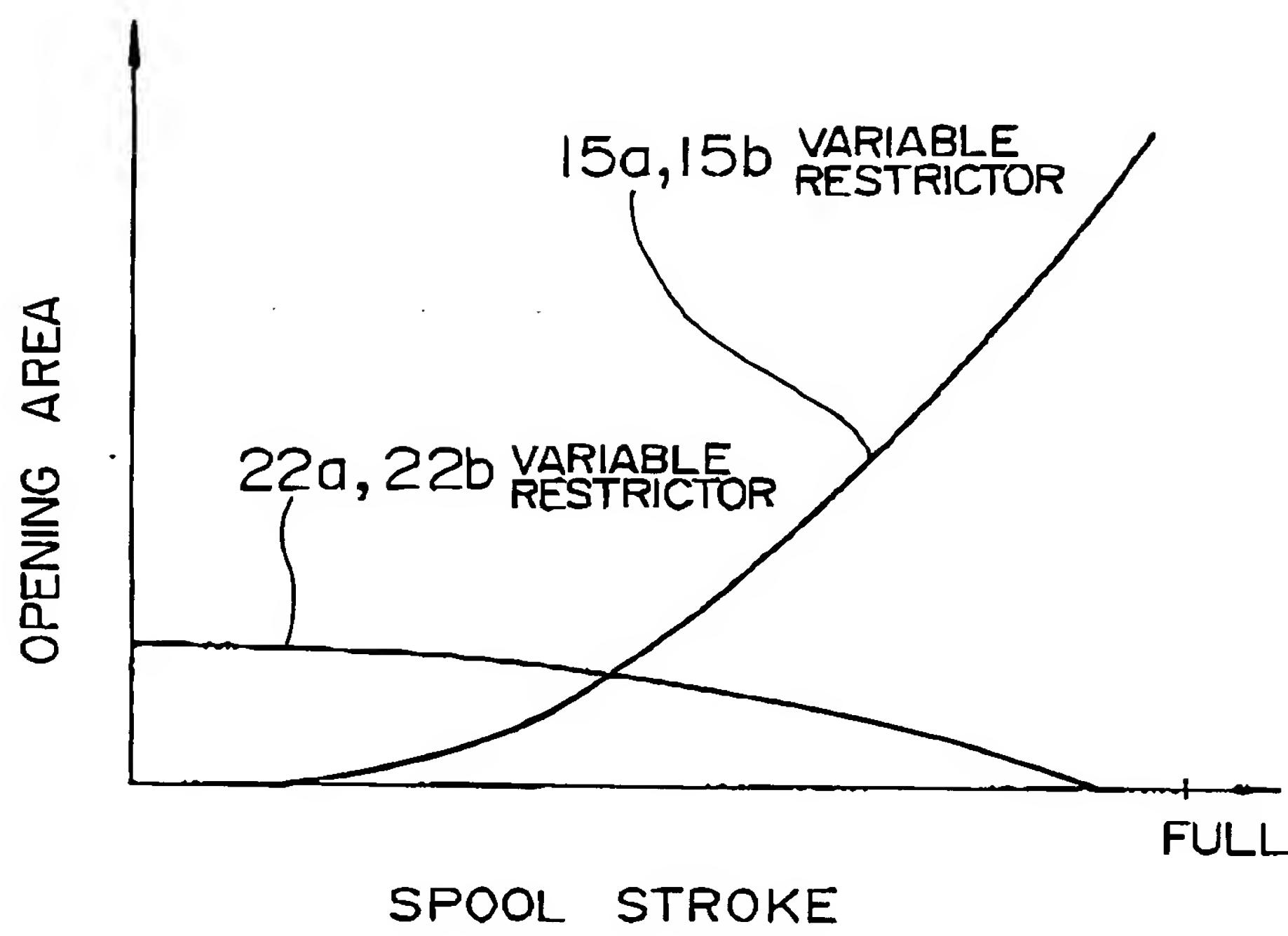
EP 0 516 864 A1

三
正
一
三



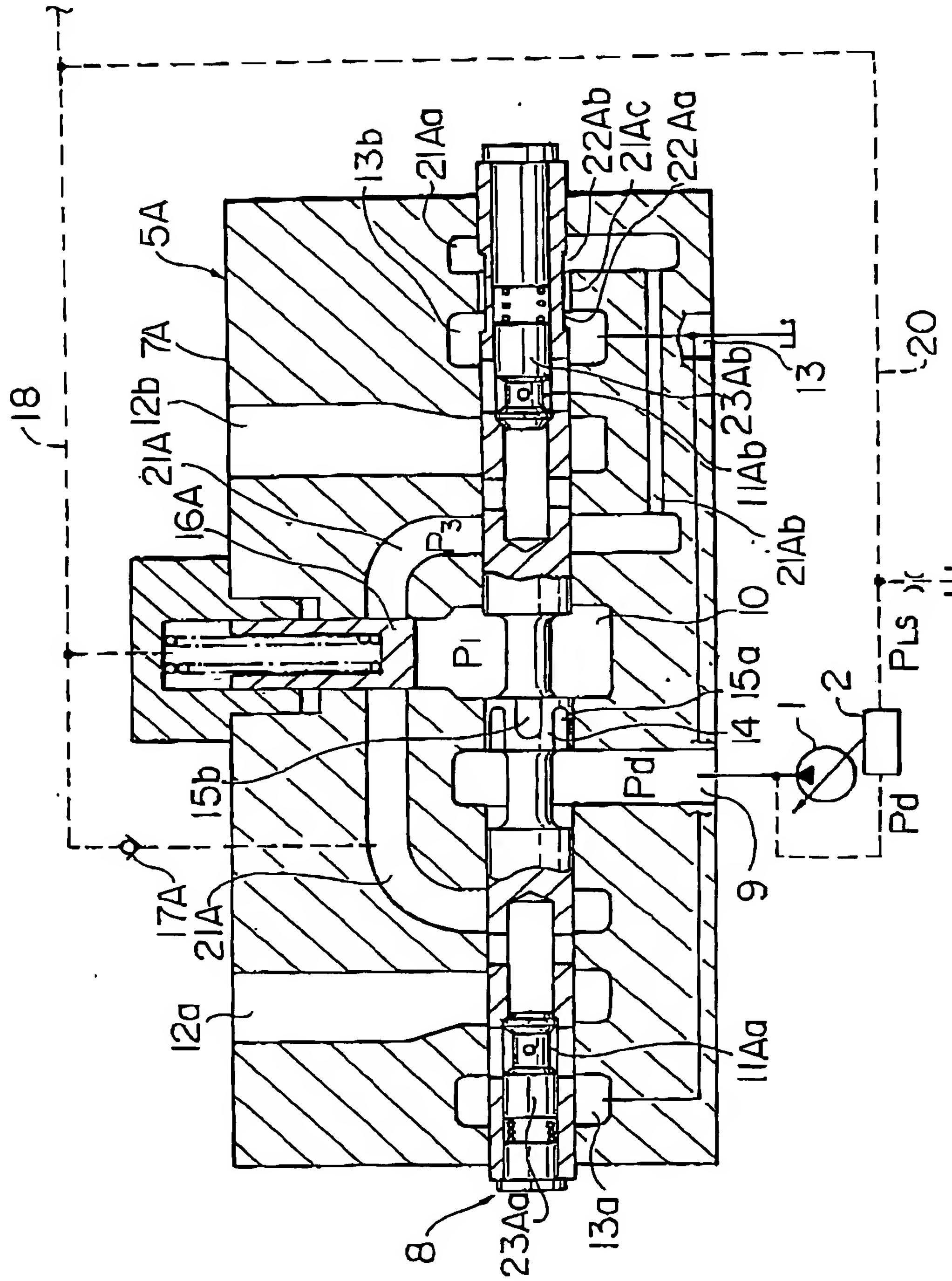
EP 0 516 864 A1

FIG. 4



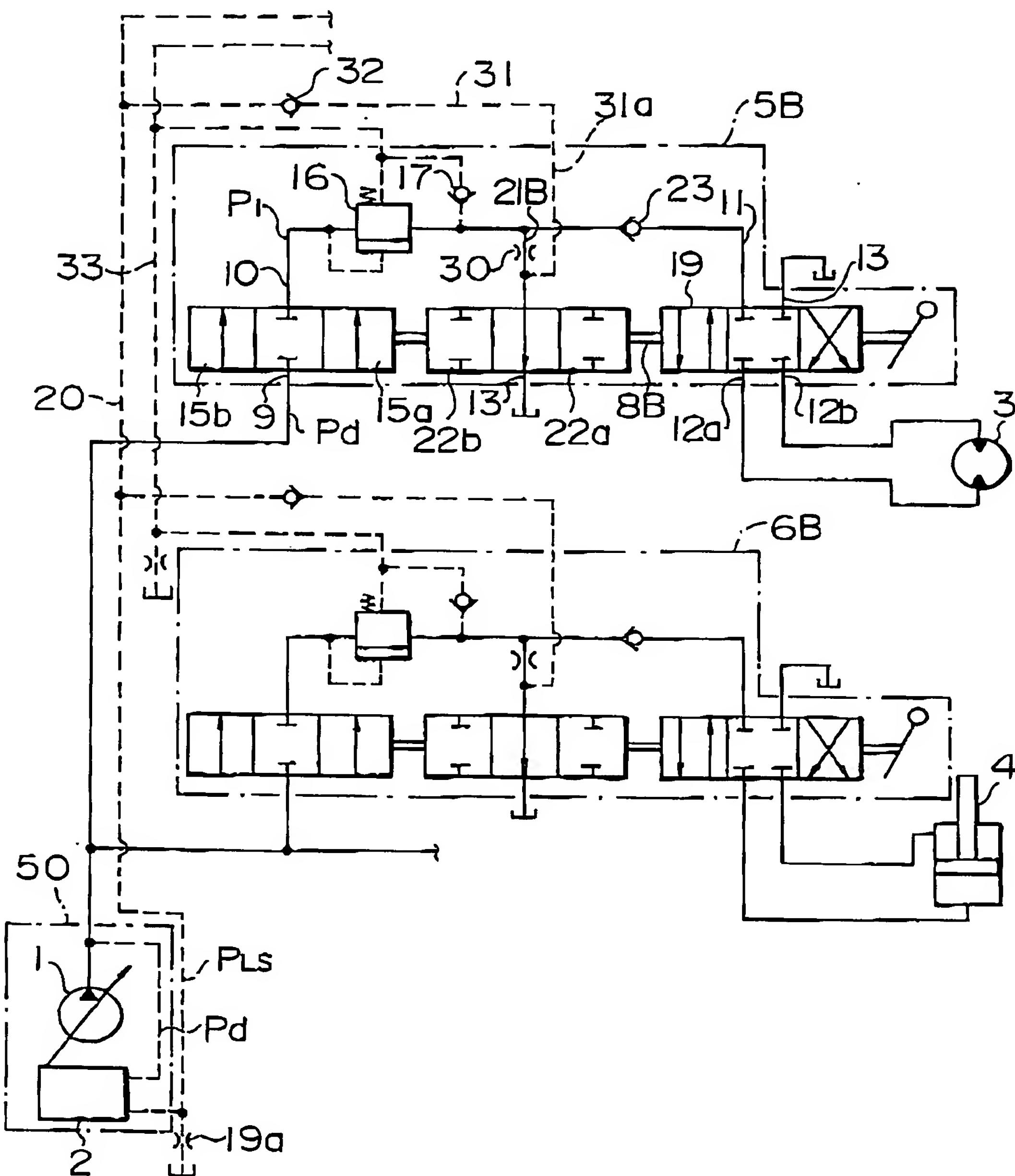
EP 0 516 864 A1

५८



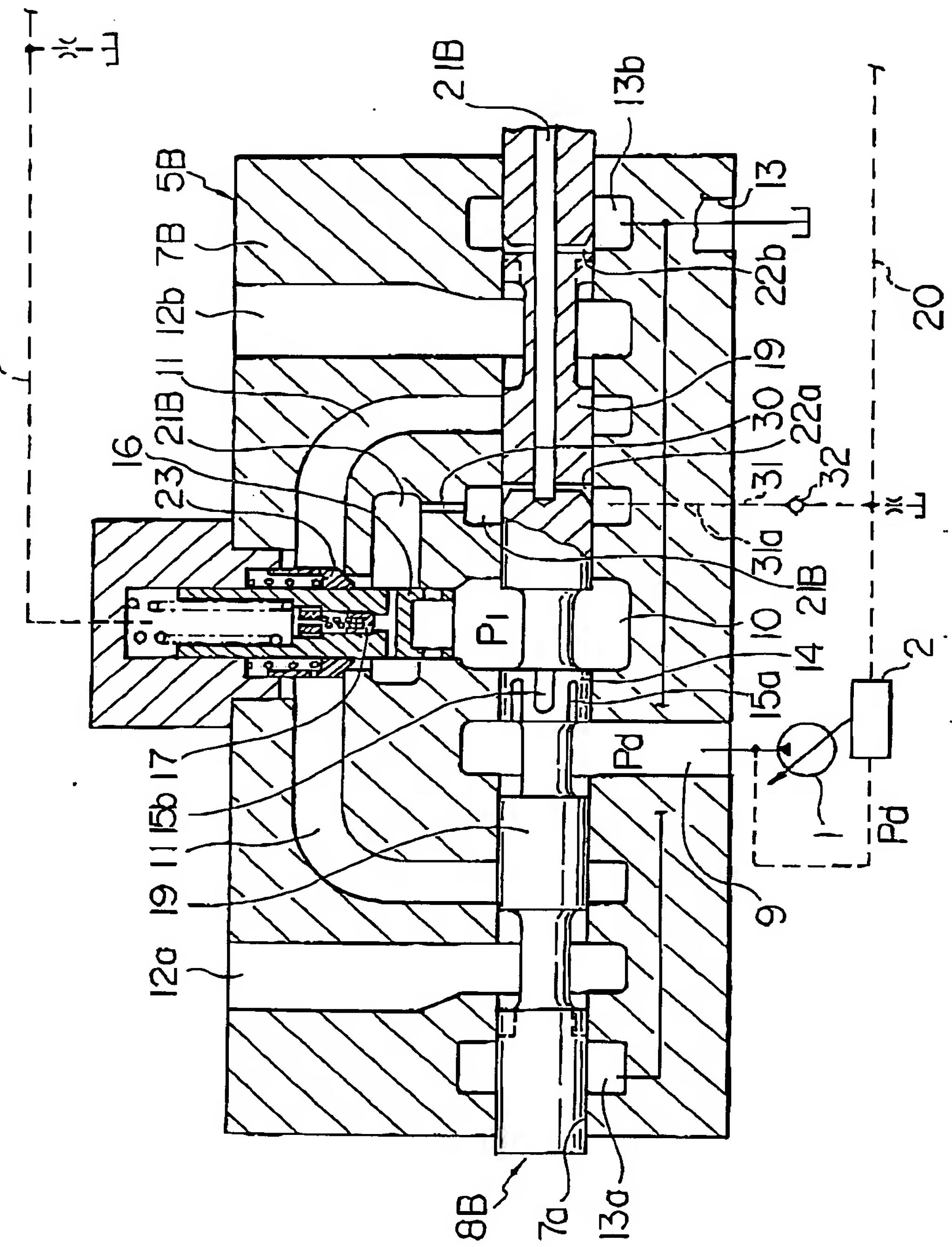
EP 0 516 864 A1

FIG. 6



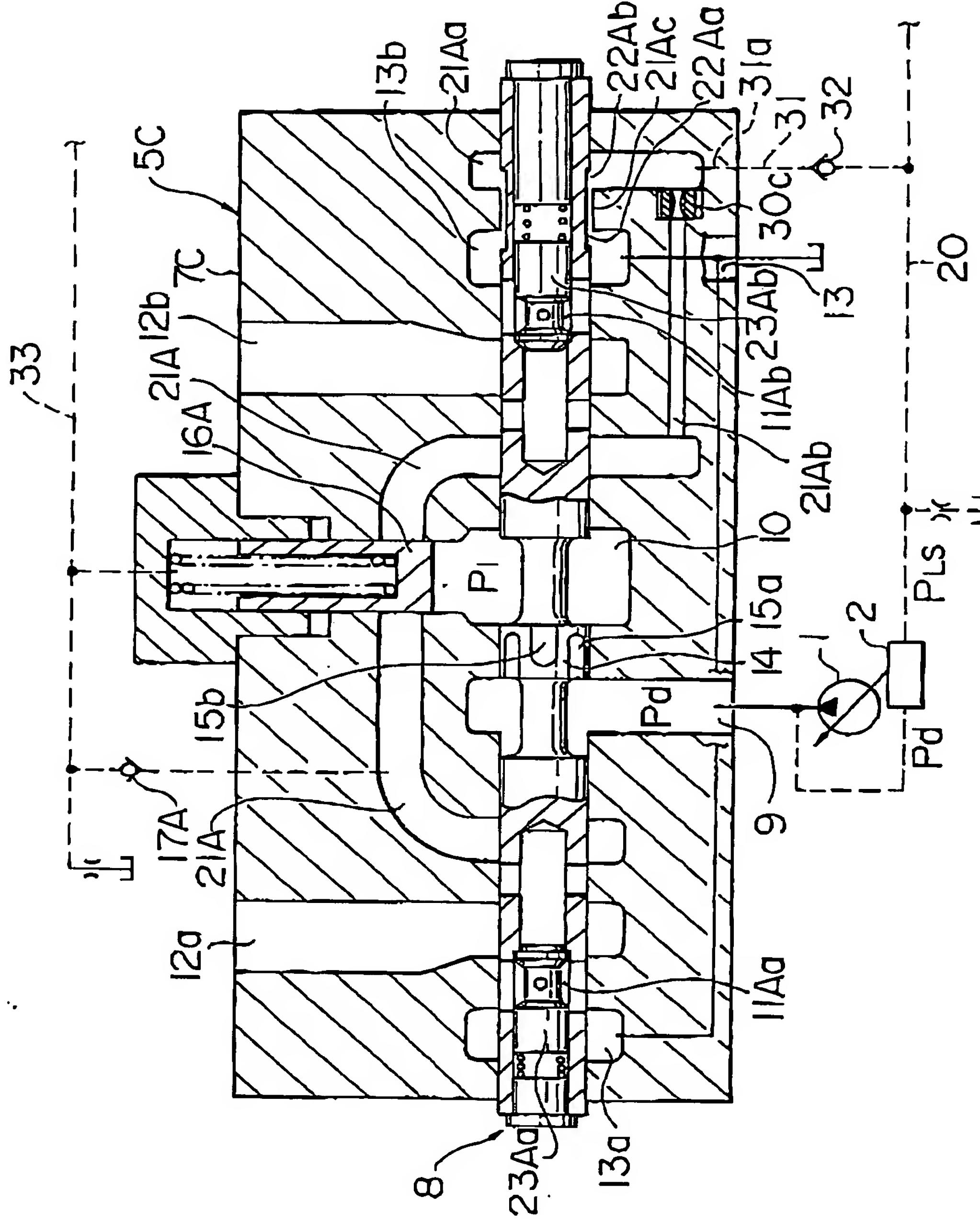
EP 0 516 864 A1

FIG. 7



EP 0 516 864 A1

FIG. 8



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/JP91/01621

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (If several classification symbols apply, indicate all)

According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC

Int. Cl⁵ F15B11/00, F15B11/05, F15B11/16, E02F9/22

II. FIELDS SEARCHED

Minimum Documentation Searched⁷

Classification System	Classification Symbols
IPC	F15B11/00, F15B11/05, F15B11/16, E02F9/22

Documentation Searched other than Minimum Documentation
to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched⁸Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1991
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1991III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT⁹

Category ¹⁰	Citation of Document, ¹¹ with indication, where appropriate, of the relevant passage ¹²	Relevant to Claim No. ¹³
A	JP, A, 57-116965 (Linde AG), July 21, 1982 (21. 07. 82) & DE, A1, P3044144.2	1-9
A	JP, B2, 60-32041 (Daikin Industries, Ltd.), July 25, 1985 (25. 07. 85), (Family: none)	1-9

¹⁰ Special categories of cited documents:

- ^A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- ^E earlier document but published on or after the International filing date
- ^L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- ^D document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- ^P document published prior to the International filing date but later than the priority date claimed

- ^T later document published after the International filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- ^X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step
- ^Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- ^Z document member of the same patent family

IV. CERTIFICATION

Date of the Actual Completion of the International Search	Date of Mailing of this International Search Report
December 24, 1991 (24. 12. 91)	January 21, 1992 (21. 01. 92)
International Searching Authority Japanese Patent Office	Signature of Authorized Officer

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (January 1985)

BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3341641 A1**

21 Aktenzeichen: P 33 41 641.9
22 Anmeldetag: 17. 11. 83
43 Offenlegungstag: 30. 5. 85

51 Int. Cl. 3:

F15B 13/042

F 16 H 39/44
B 60 K 17/10
B 66 D 5/26
E 02 F 9/20

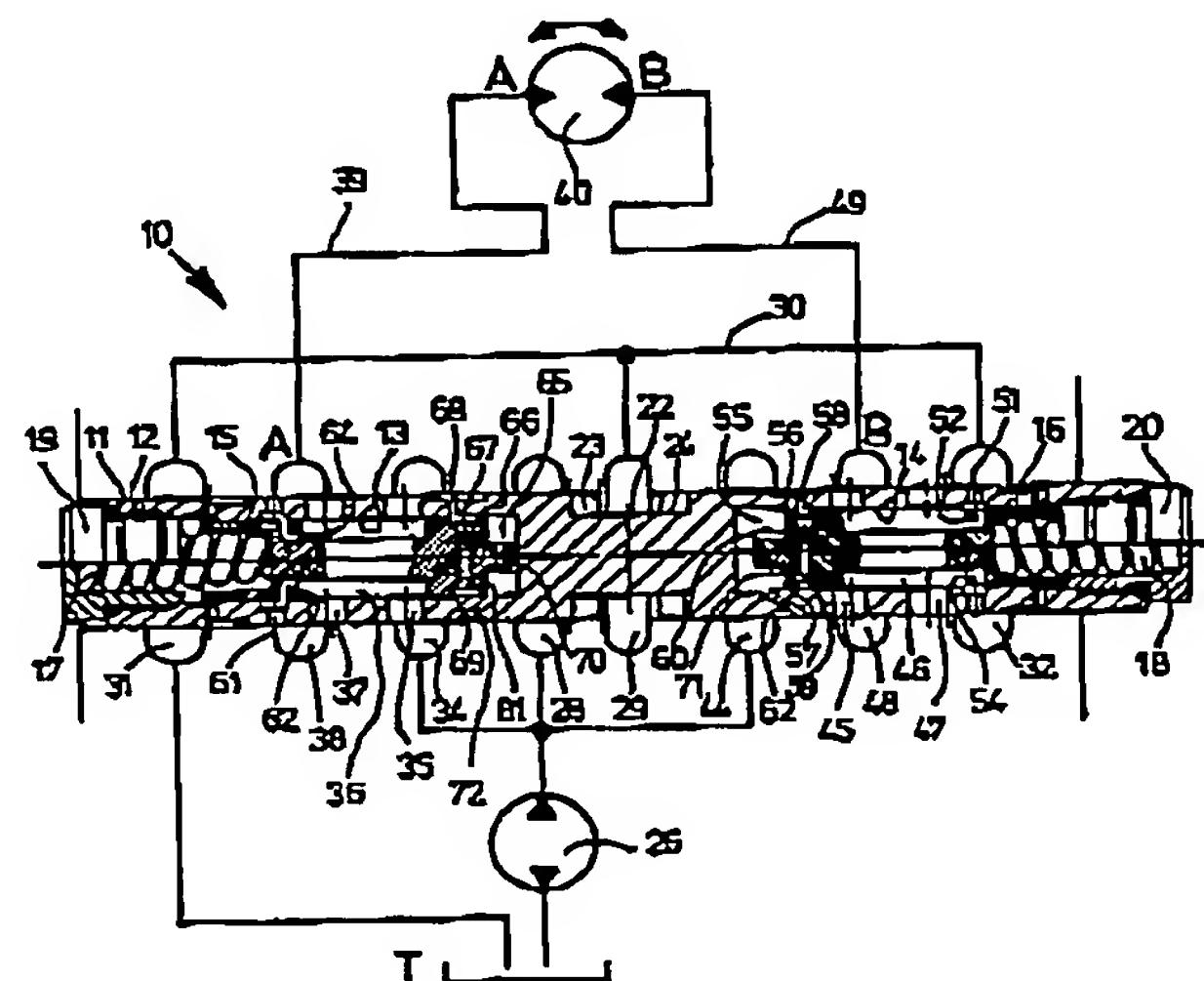
i) Anmelder:
Mannesmann Rexroth GmbH, 8770 Lehr, DE

72 Erfinder:
Distler, Josef, 8770 Lohr, DE; Fertig, Günter, 6980
Wertheim, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54) Wegeventil mit Bremskolben

Die Erfindung betrifft ein Wegeventil zum Beaufschlagen eines Fahrmotors mit Druckmittel. Das Wegeventil ist mit Bremsskolben versehen, die in beiden Fahrtrichtungen wirksam und vom Pumpenzulaufdruck gesteuert sind. Die Steuerung ist so ausgelegt, daß beim Ansteigen des Pumpenzulaufdrucks der jeweilige Bremsskolben allmählich geöffnet wird, um das vom Fahrmotor zurückfließende Arbeitsmittel zum Tank abzuführen, während bei einem Druckabfall der Bremsskolben rasch geschlossen wird und dadurch das Rückströmen zum Tank gedrosselt wird. Damit wird das Fahrzeug bei einer Fahrt bergab wirksam abgebremst.



ORIGINAL INSPECTED

BLINDESDRUCKEREI 04.85 508 022/211

6/60

17-11-00

3341641

1 Patentansprüche:

1. Ventil zur Steuerung der Druckmittelwege zwischen einem Verbraucher, insbesondere dem Fahrmotor eines Fahrzeuges und einer Pumpe bzw. Tank, mit einem Steuerkolben, der stirnseitige Bohrungen aufweist, in denen je ein Bremskolben geführt ist, der in Arbeitsstellung des Steuerkolbens entgegen der Kraft einer sich am Steuerkolben abstützenden Feder durch den in einen Steuerraum zwischen dem Bremskolben und dem Steuerkolben wirkenden Zulaufdruck der Pumpe in Öffnungsrichtung verschoben wird, wobei ein Steuerquerschnitt zum Ablauf des Druckmittels vom Verbraucher zum Tank freigegeben wird, und der bei sinkendem Zulaufdruck durch die Feder in Schließrichtung verschoben wird, wobei der Steuerquerschnitt gedrosselt wird,
dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerraum (55, 65) jedes Bremskolbens (15, 16) über einen Ringspalt (56, 66) zwischen dem Bremskolben und der Steuerkolbenbohrung (13, 20 14) und über einen Kanal (59, 69) im Bremskolben und ein zum Steuerraum hin sperrendes Rückschlagventil (60, 70) mit einer Ringnut (57, 67) in Verbindung steht, die in einen mit der Pumpe verbundenen Ringkanal (34, 44) mündet.
- 25 2. Ventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Kanal (59, 69) zwischen dem Steuerraum (55, 65) und dem Rückschlagventil (60, 70) eine Düse (71, 81) vorgesehen ist.
- 30 3. Ventil nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Steuerraum (55, 65) und dem mit der Pumpe verbundenen Ringkanal (34, 44) eine Bohrung (62, 73) vorgesehen ist, die in der Mittelstellung des Steuerkolbens (11) in den Ringkanal (34, 44) mündet und in der Arbeitsstellung gesperrt ist.

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

3341641

2

1 4. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Steuerkolben (11) jeweils erste, zweite und dritte Bohrungen (35,37,61;45,47,51) und die Bremskolben (15,16) je eine zweite Ringnut (36,46) aufweisen, die in Arbeitsstellung des Steuerkolbens über die ersten Bohrungen (35,45) mit dem mit der Pumpe verbundenen Ringkanal (34,44) und über die zweiten Bohrungen (37,47) mit einem mit dem jeweiligen Verbraucherzulauf verbundenen Ringkanal (38,48) in Verbindung ist, und die über die ersten Bohrungen mit einem mit dem jeweiligen Verbraucherablauf verbundenen Ringkanal (38,48) und über die dritten, von einer Steuerkante (52,62) des Bremskolbens gesteuerten Bohrungen (51,61) mit einem mit Tank verbundenen Ringkanal (31,32) in Verbindung ist.

10 5. Wegeventil nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß ausgehend von einer mittig im Steuerkolben (11) vorgesehenen Ringnut (22) zum Absteuern des Pumpendruckmittels zum Tank zu beiden Seiten des Steuerkolbens je ein Verbindungsquerschnitt (58,68) zur ersten Ringnut (57,67) im Bremskolben (15,16) und die ersten, zweiten und dritten Bohrungen in dieser Reihenfolge im Gehäuse angeordnet sind.

15 20 25 30 6. Ventil nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß in den Bremskolben (15,16) je ein Bypasskanal (54,64) vorgesehen ist, über den die Verbindung zwischen den ersten Bohrungen (35,45) mit den dritten Bohrungen (51,61) im Steuerkolben offen gehalten sind.

17.11.00

3341641

3

1 Beschreibung:

5 Die Erfindung betrifft ein Wegeventil mit Bremskolben mit den im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 angeführten Merkmalen.

10 Die Aufgabe von solchen Ventilen mit Bremskolben besteht darin, bei Talfahrt eine Voreilung des Fahrzeugs, insbesondere eines Baggers zu vermeiden und ein gefahrloses Bergabfahren zu ermöglichen. Solche Ventile können auch für andere Verbraucher, beispielsweise für einen hydraulischen Kranmotor zum Fieren einer Last vorsehen sein.

15 Bei dem erfindungsgemäßen Wegeventil handelt es sich um ein doppelt wirkendes Wegeventil mit zwei eingebauten Bremskolben, so daß der Verbraucher in beiden Drehrichtungen abgebremst werden kann, falls er von einer Last angetrieben als Pumpe arbeitet.

20 Die Erfindung geht von einem bekannten Ventil aus, bei dem je ein Bremskolben in einer stirmseitigen Bohrung des Steuerkolbens des Wegeventils angeordnet ist. Der Bremskolben wird mit dem Pumpenzulaufdruck beaufschlagt und steuert das Zurückströmen des Arbeitsmittels vom Verbraucher zum Tank. Solange der Zulaufdruck der Pumpe, also der Verbraucherdruk, groß genug ist, wird vom Bremskolben der Abströmquerschnitt für das Strömungsmittel vom Verbraucher zum Tank freigegeben. Bei sinkendem Zulaufdruck wird der Bremskolben durch eine Feder in Schließrichtung gedrückt und bewirkt dadurch, daß der Verbraucher aufgrund des kleineren Rücklaufquerschnittes gebremst wird. Die bisher bekannten Bremskolben weisen jedoch ein unbefriedigendes Schaltverhalten auf und ein instabiles Betriebsverhalten, das zu Störungen Anlaß gibt.

17-11-11

3341641

4

1 Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe besteht deshalb darin, ein Ventil mit Bremskolben der geschilderten Art so weiterzubilden, daß das Betriebsverhalten auch bei schwankenden Drücken stabilisiert wird und eine zuverlässige Arbeitsweise sowohl in der Fahrstellung wie auch in der Bremsstellung der Bremskolben erzielt wird.

10 Diese Aufgabe ist erfindungsgemäß durch die im Anspruch 1 angegebenen Merkmale gelöst. Erfindungsgemäße Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

15 Durch die im Patentanspruch 1 angeführten kennzeichnenden Merkmale wird das Schaltverhalten des Bremskolbens stabilisiert. So erfolgt beim Beschleunigen des Fahrmotors die Öffnungsbewegung des Bremskolbens langsam und gedämpft, da der Druck im Steuerraum des Bremskolbens allmählich ansteigt. Es ist vermieden, daß beim Auslenken des Steuerkolbens in eine Arbeitsstellung der Druck im Steuerraum so plötzlich ansteigt, daß der Bremskolben entgegen der Federkraft zu rasche und plötzliche Bewegungen ausführt, die zu einer unstabilen Betriebsweise führen. Andererseits erfolgt beim Übergang in die Bremsstellung die Bewegung des Bremskolbens sehr rasch, so daß der Fahrmotor aus Sicherheitsgründen keine zu hohe Drehzahl annehmen kann und die Bremswirkung rasch und zuverlässig erzielt wird.

20 25 30 35 Der Hub des Steuerkolbens über die Zeit ähnelt einer Sägezahnfunktion, bei der der Abströmungsquerschnitt allmählich vergrößert, aber rasch verkleinert wird. Durch die in dem Kanal zusätzlich zu dem Rückschlagventil vorgesehene Düse wird auch die Bewegung des Bremskolbens in die Bremsstellung

17.11.00

5

3341641

1 leicht gedämpft, so daß Schwingungen des Bremskolbens bei Druckschwankungen vermieden sind. Eine eigene in den Steuerraum mündende Bohrung sorgt für ein sicheres und zuverlässiges Anfahren auch bei kaltem 5 Arbeitsmittel.

Ferner wird das Betriebsverhalten der Bremskolben durch die im Anspruch 4 angegebenen Merkmale verbessert. 10 Während der Zulauf des Druckmittels zum Verbraucher über die mit entsprechenden Ringkanälen verbundenen ersten und zweiten Bohrungen im Steuerkolben erfolgt, sind für den Rücklauf des Strömungsmittels vom Ver- 15 braucher zum Tank die zweiten Bohrungen abgesperrt und erfolgt vielmehr durch dritte Bohrungen im Steuer- kolben, deren Querschnitt vom Bremskolben gesteuert wird. Durch diesen Strömungsweg wird im Zulauf des Druckmittels der hydraulische Widerstand verkleinert. Zulauf und Rücklauf erfolgen also jeweils über die zweiten bzw. dritten Bohrungen.

20 In vorteilhafter Weise ist in jedem Bremskolben eine die Steuerkante zu den dritten Bohrungen überbrückende By- passleitung vorgesehen, die stets offen ist, so daß der Rücklauf zum Tank nicht vollständig unterbrochen 25 werden kann, was einen zu großen Druckanstieg zur Folge hätte. Ferner ermöglicht dieser Bypasskanal beim Auslenken des Steuerkolbens aus der Mittelstellung ein sofortiges Ansprechen des Verbrauchers, da über die Bypassleitung eine Verbindung zum Tank besteht, 30 schon bevor der Bremskolben in die Fahrstellung aufge- steuert wird.

Das erfindungsgemäße Wegeventil mit Bremskolben zeichnet sich daher durch ein verbessertes Betriebsverhalten aus, 35 hat eine verhältnismäßig große Dämpfung, wenn es aus der Bremsstellung in die Fahrstellung schaltet und eine ver- hältnismäßig kleine Dämpfung, wenn es aus der Fahrstellung in die Bremsstellung umschaltet. Ferner sind Flatter-

3341641

6

1 und Schwingungsbewegungen der Bremskolben vermieden und kann sich das Fahrzeug bei Druckschwankungen durch Schwingungen nicht aufschaukeln.

5 Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist nachstehend anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigt:

10 Figur 1 eine schematische Darstellung eines Wegeventils für einen Fahrmotor mit dem Steuerkolben und den Bremskolben im Schnitt,

Figur 2 in vergrößertem Maßstab einen Schnitt durch die linke Hälfte des in Figur 1 dargestellten Steuerkolbens.

16 Das in der Zeichnung dargestellte Wegeventil 10 besteht aus einem Steuerkolben 11, der in einer Gehäusebohrung 12 eines nicht näher dargestellten Gehäuses verschiebbar ist und der stirnseitig jeweils eine Bohrung 13 und 14 aufweist, in der ein Bremskolben 15 und 16 verschiebbar angeordnet ist. Jeder Bremskolben 15,16 wird von einer Feder 17,18 beaufschlagt, die sich an einem Steuerkolbendeckel 19,20 abstützt.

25 Der Steuerkolben 11 ist mittig mit einer Ringnut 22 mit Feinsteuernuten 23,24 versehen. In Figur 2 ist der Steuerkolben 11 in der mittleren Neutralstellung dargestellt, in der das von einer Pumpe 26 geförderte Druckmittel über einen Ringkanal 28 im Gehäuse, die Ringnut 30 und einen Ringkanal 29 im Gehäuse in eine Leitung 30 gefördert wird, die mit je einem Ringkanal 31 und 32 sowie mit dem Tank T verbunden ist. In der in Figur 2 dargestellten Mittelstellung strömt also die hydraulische Flüssigkeit drucklos zum Tank ab. Wird der Steuerkolben 35 11 nach rechts oder links in eine Arbeitsstellung verschoben, so wird das von der Pumpe 26 geförderte Druckmittel mehr oder weniger an den Feinsteuernuten 23 und 24 gedrosselt und erfährt dadurch einen Druckanstieg. In

17.11.00

7

3341641

1 Figur 1 ist der Steuerschieber in der nach rechts voll
ausgelenkten Arbeitsstellung, in der der Ringkanal 28
vollkommen abgesperrt ist und der gesamte Förderstrom
der Pumpe 26 über einen Ringkanal 34, eine erste
5 Bohrung 35, eine Ringnut 36 im Bremskolben 15, eine
zweite Bohrung 37 und einen Ringkanal 38 über eine
Leitung 39 zu einem Fahrmotor 40, beispielsweise eines
Baggers, strömt. Da die Androsselung des Druckmittels
zu Steuerzwecken über die Ringnut 22 bzw. die Fein-
10 steuernuten 23,24 erfolgt, ist der Durchgang des Druck-
mittels vom Ringkanal 34 zum Ringkanal 38 im wesentli-
chen ungehindert.

15 Auf der entgegengesetzten Seite des Steuerkolbens 11
sind die entsprechenden Ringkanäle mit 44 und 48, die
ersten und zweiten Bohrungen mit 45 und 47 und die
Ringnut mit 46 bezeichnet. Es ist aus Figur 1 ersicht-
lich, daß die zweiten Bohrungen 47 durch die Lage des
20 Steuerschiebers 11 im Ventilgehäuse abgesperrt sind,
so daß das vom Fahrmotor 40 über die Leitung 49 ab-
strömende Druckmittel über dritte Bohrungen 51 im
Steuerkolben 11 zum Ringkanal 32 und über die Leitung
30 zurück zum Tank T geführt wird. Der Durchgang durch
die dritten Bohrungen 51 aus der Ringnut 46 wird von
25 einer Steuerkante 52 am Bremskolben 16 eingestellt.
Über einen Bypasskanal 54 im Bremskolben 16 bzw. 15
kann stets Arbeitsmittel in den Ringkanal 32 strömen.

30 Beim normalen Fahrbetrieb, also beim Fahren in der
Ebene, bergauf oder beim Beschleunigen muß der Brems-
kolben 16 in die in Figur 1 dargestellte Lage aufge-
steuert werden, d.h. die Steuerkante 52 muß den
vollen Querschnitt der dritten Bohrungen 51 freigeben,
35 so daß das vom Fahrmotor 40 verdrängte Strömungsmittel
ungehindert zum Tank abfließen und damit der Motor seine
volle Leistung entfalten kann.

3341641

1 zu diesem Zweck ist zwischen dem Bremskolben 16 und dem
Boden der Bohrung 14 ein Steuerraum 55 vorgesehen, der
über den Ringspalt 56 zwischen dem Bremskolben 16 und
der Bohrung 14, eine Ringnut 57 im Bremskolben und
5 einen Kanal 58 im Steuerkolben 11 mit dem Ringkanal
44 in Verbindung steht, in dem der Verbraucherdruck
bzw. der Pumpenzulaufdruck herrscht. Durch diesen Druck
wird beim Fahren bzw. Beschleunigen der Bremskolben
16 entgegen der Kraft der Feder 18 nach rechts in die ge-
öffnete Stellung verschoben, in der die Steuerkante 52
10 die dritten Bohrungen 51 freigibt.

15 In Figur 1 sind die entsprechenden dritten Bohrungen
auf der anderen Seite des Steuerkolbens 11 mit 61, die
Steuerkante des Bremskolbens 15 mit 62 und der Bypass-
kanal mit 64 bezeichnet. Entsprechend ist ein Steuer-
raum 65, ein Ringspalt 66, eine Ringnut 67 und ein
Kanal 68 vorgesehen. Ferner ist jeweils der Steuer-
raum 55 bzw. 65 über einen Kanal 59 bzw. 69 und ein
20 Rückschlagventil 60 bzw. 70 mit der Ringnut 57 bzw. 67
verbunden.

25 Die rechte Steuerkolbenhälfte ist in Figur 2 im ver-
größerten Maßstab dargestellt. Wird zum Anfahren
bzw. Beschleunigen der Steuerkolben 11 nach rechts
in die dargestellte Arbeitsstellung verschoben und
damit der Druck des von der Pumpe 26 gelieferten För-
dermittels erhöht, so wird mit diesem Druck auch sofort
30 der Steuerraum 55 über eine Bohrung 62 im Steuerkolben
11 mit diesem Druck beaufschlagt, so daß sofort beim
Anfahren auch mit kaltem Fördermittel der Druckaufbau
im Steuerraum 55 beginnt, während der Druckaufbau über
den Ringspalt 56 und die Ringnut 57 langsamer erfolgt.
D.h., durch den raschen Druckaufbau im Steuerraum 55
35 beginnt sich der Bremskolben 16 nach rechts zu ver-
schieben, wobei anschließend die zum Anfahren dienende

BAD ORIGINAL

17.11.00

3341641

9

1 Bohrung 62 geschlossen wird, so daß der weitere Druck-
aufbau in der Kammer 55 über den Ringspalt 56 erfolgt
und damit eine Dämpfung der Bremskolbenbewegung erzielt
wird. Diese Dämpfung ist deshalb von wesentlicher
5 Bedeutung, weil ein plötzlicher Druckanstieg im
Steuerraum 55 eine größere Kraft auf den Bremskolben
16 ausübt als die Gegenkraft der Feder 18. Durch die
Dämpfung wird somit bei Druckanstieg im Steuerraum 55
ein langsames Öffnen des Bremskolbens 16 erzielt
10 und das Bewegungsverhalten des Bremskolbens stabilisiert.

Außerdem kann schon vor dem Aufsteuern der dritten
Bohrungen 51 von seiten der Steuerkante 52 über den
15 Bypasskanal 54 Arbeitsmittel vom Verbraucher über
die Leitung 49 und Bohrungen 51 zu dem mit dem Tank
verbundenen Ringkanal 32 strömen, so daß der Fahr-
motor sofort auf die Betätigung des Steuerkolbens 11
anspricht. Gibt dann anschließend die Steuerkante 52
20 den Querschnitt der dritten Bohrungen 51 frei, so kann
das vom Fahrzeug 40 verdrängte Strömungsmittel unge-
hindert vom Ringkanal 48 über die ersten Bohrungen 45,
die Ringnut 46, die dritten Bohrungen 51 und den Ring-
kanal 32 zum Tank ablaufen.

25 Gerät nun das Fahrzeug auf eine abschüssige Strecke,
so daß der Fahrzeug 40 angetrieben wird und als
Pumpe arbeitet, so muß der Bremskolben 16 möglichst
rasch aus Sicherheitsgründen in die Bremsstellung
30 gelangen. Bei Bergabfahrt würde ohne Bremskolben von
dem als Pumpe arbeitenden Motor 40 so viel Arbeits-
mittel zum Tank abgefördert werden können, daß der
Fülldruck im Zulauf nicht mehr ausreicht und der
Zulaufstrom von Arbeitsmittel zur Maschine 40 abreißt.
35 Damit dies verhindert wird, muß der Druck im Zulauf
aufrechterhalten bleiben. Dies erfolgt durch den Brems-

17.11.00

3341641

10

1 kolben, der als Widerstand in den Ablauf geschaltet wird und automatisch vom Fülldruck gesteuert dafür sorgt, daß der Druck im Zulauf aufrechterhalten bleibt.

5 Sobald also der Motor 40 als Pumpe arbeitet, fällt der zulaufseitige Druck und damit auch der Steuerdruck im Steuerraum 55. Das Druckmittel im Steuerraum 55 entleert sich über den Kanal 59 und das sich nun öffnende Rückschlagventil 60 in die Ringnut 57 sowie den Kanal 10 58 in den Ringkanal 44. Durch die Druckentlastung im Steuerraum 55 verschiebt die Feder 18 den Bremskolben 16 in Schließrichtung, in der der Ablauf von der Steuerrinne 52 kontrolliert wird, um den Fülldruck auch noch bei Hangabtrieb aufrechtzuerhalten.

15 Sinkt der Fülldruck weiter, so verringert der Bremskolben auch den Ablaufquerschnitt so weiter, bis der Fülldruck wieder konstant ist. Durch die Steuerung des Ablaufquerschnitts kann sich am Rücklauf 49 der Maschine 40 der maximale Betriebsdruck gleich dem Bremsdruck einstellen, 20 so daß die Maschine 40 gebremst und ein gefahrloses Bergabfahren ermöglicht wird. Da der Ablaufquerschnitt von dem in der Steuerkammer 55 herrschenden Fülldruck gesteuert wird, erfolgt das Konstanthalten des Fülldrucks 25 bei jeder Drehzahl der Maschine. Der Bypasskanal 54 läßt einen sehr kleinen Abströmquerschnitt zum Tank dauernd offen. Die Bewegung des Bremskolbens 16 in die Bremsstellung kann durch eine im Kanal 59 vorgesehene Düse 71 beeinflußt werden. Der Druck im Steuerraum 55 kann damit nicht schlagartig absinken. Die entsprechende Düse im Bremskolben 15 ist mit 81 bezeichnet.

30 Der andere Bremskolben 15 wird in der in Figur 1 dargestellten Arbeitsstellung vom Zulaufdruck ebenfalls aufgesteuert, so daß die Verbindung von der Ringnut 36 zum 35 Tank über den Ringkanal 31 unterbrochen ist.

- A1 -
- Leerseite -

NACHGERECHT

- 13 -

Nummer:
Int. Cl.³:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

33 41 641
F 15 B 13/042
17. November 1983
30. Mai 1985

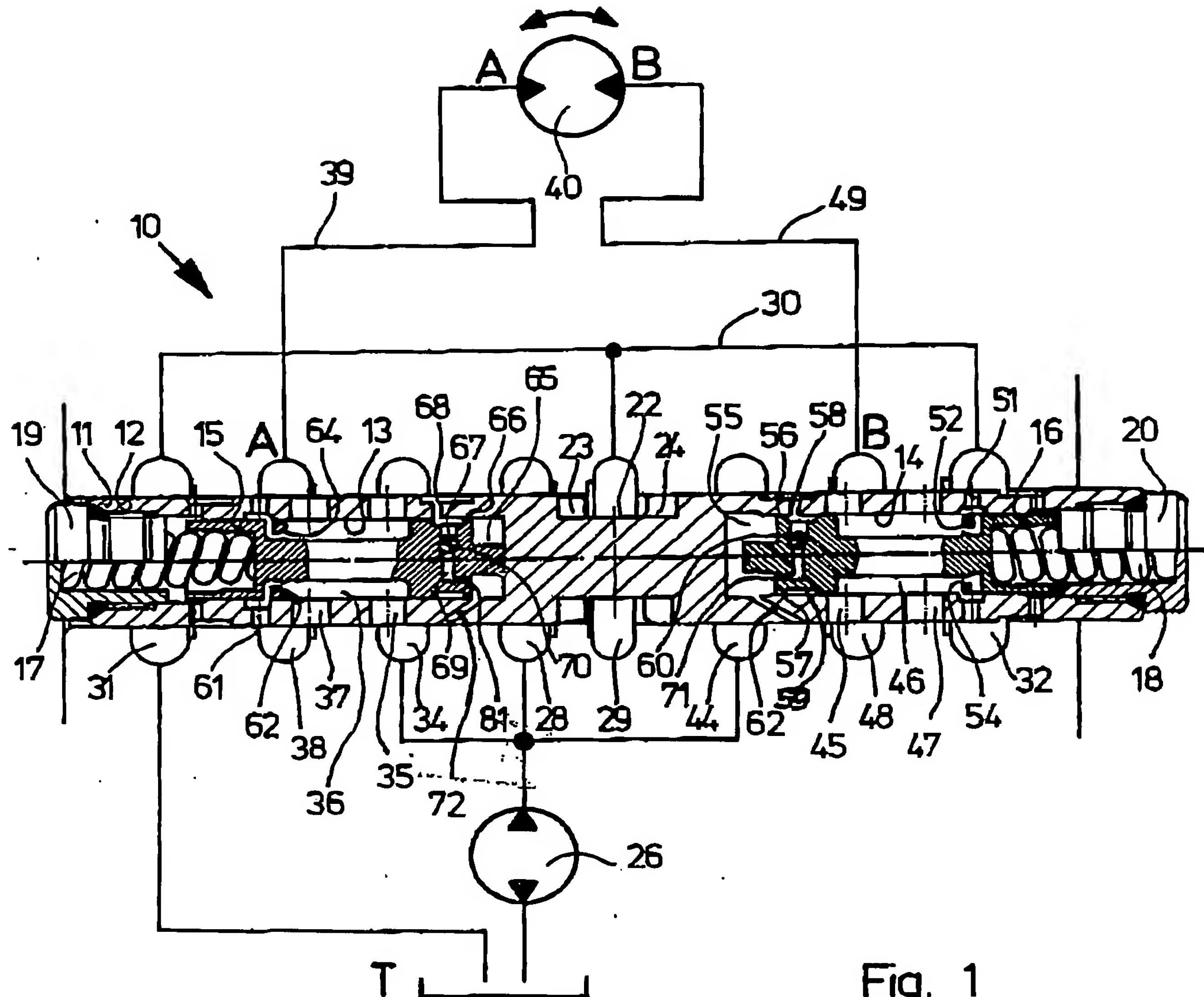


Fig. 1

NACHGEREICHT

00-00-00

3341641

- 12 -

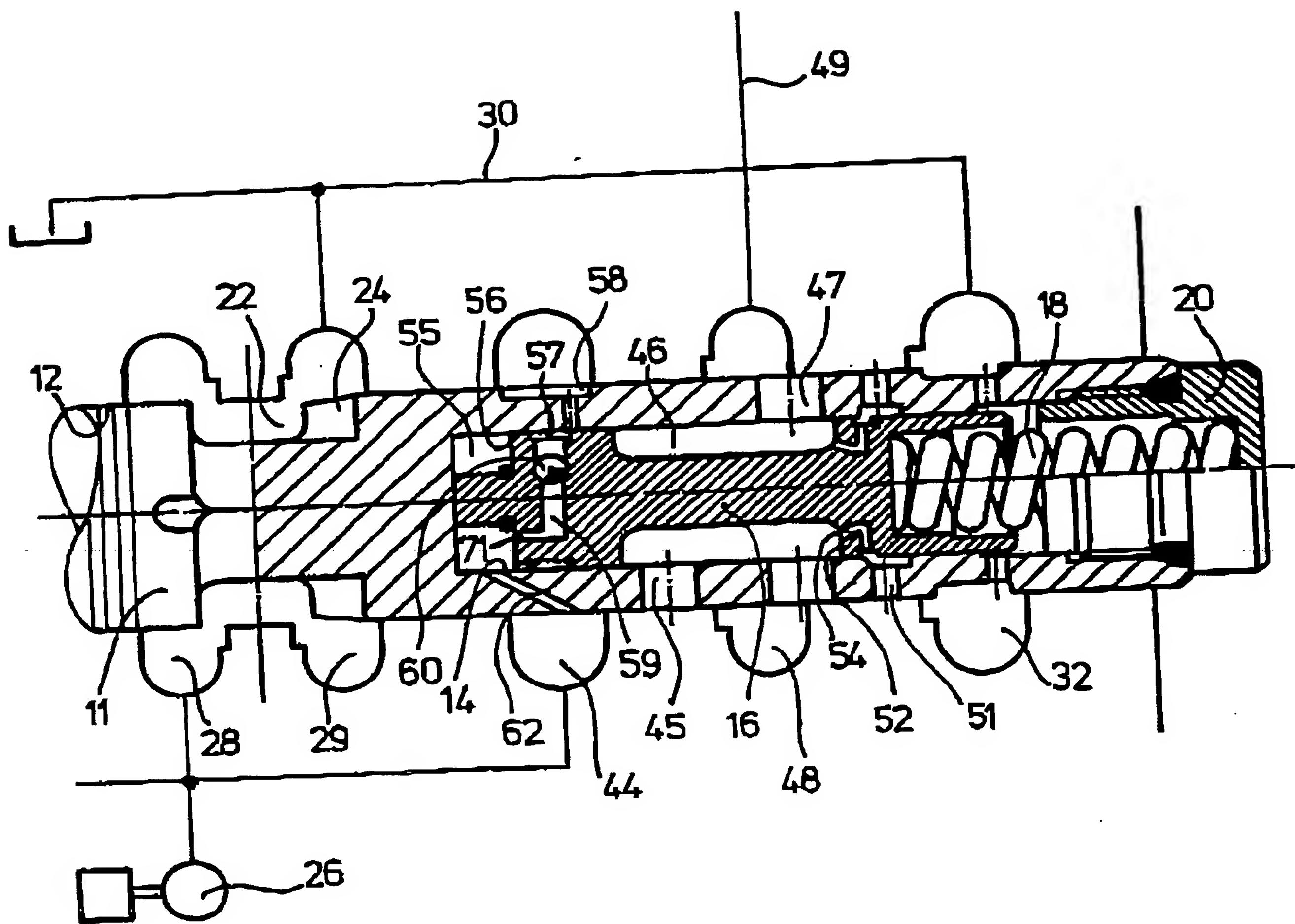


Fig. 2

⑩ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑩ DE 199 04 616 A 1

⑤ Int. Cl.⁷:
F 15 B 11/05
F 15 B 13/02
F 15 B 21/00

⑪ Aktenzeichen: 199 04 616.6
⑫ Anmeldetag: 5. 2. 1999
⑬ Offenlegungstag: 10. 8. 2000

⑪ Anmelder:
Mannesmann Rexroth AG, 97816 Lohr, DE

⑫ Erfinder:
Oberhäuser, Martin, 63741 Aschaffenburg, DE;
Weickert, Thomas, 97783 Karsbach, DE

⑮ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE	34 18 261 C2
DE	197 14 141 A1
DE	41 10 519 A1
DE	690 25 462 T2
US	52 71 227 A
EP	05 66 449 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑯ Steueranordnung für wenigstens zwei hydraulische Verbraucher und Druckdifferenzventil dafür

⑰ Die Erfindung betrifft eine Steueranordnung, die zur Druckmittelversorgung von wenigstens zwei hydraulischen Verbrauchern dient und die eine bedarfstromgeregelte Verstellpumpe, deren Einstellung in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der betätigten hydraulischen Verbraucher durch einen Pumpenregler veränderbar ist, zwei verstellbare Zumeßblenden, von denen eine erste zwischen einer von der Verstellpumpe abgehenden Zulaufleitung und einem ersten hydraulischen Verbraucher und die zweite zwischen der Zulaufleitung und einem zweiten hydraulischen Verbraucher angeordnet ist, und zwei Druckwaagen aufweist, von denen eine erste der ersten Zumeßblende und die zweite der zweiten Zumeßblende nachgeschaltet ist und deren Regelkolben vom Druck nach der jeweiligen Zumeßblende in Öffnungsrichtung beaufschlagbar ist. Damit bei einer solchen Steueranordnung eine kurzzeitige Übermenge der Verstellpumpe nicht zu den hydraulischen Verbrauchern durchgelassen wird, sind Regelkolben der Druckwaagen in Schließrichtung von einem in einem rückwärtigen Steuerraum anstehenden Steuerdruck beaufschlagbar, der mit Hilfe einer Ventilvorrichtung vom in der Zulaufleitung herrschenden Zulaufdruck abgeleitet ist und sich mit dem Zulaufdruck ändert.

Geoffenbart ist außerdem ein Druckdifferenzventil, das bei kleiner Bauweise einen Druck an seinem Ausgang mit einer festen Druckdifferenz einem sich erhöhenden Druck an seinem Eingang folgen lässt. Zusammen mit einer gedrosselten Entlastung des Ausgangs zum ...

DE 199 04 616 A 1

DE 199 04 616 A 1

1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Steueranordnung, mit der wenigstens zwei hydraulische Verbraucher mit Druckmittel versorgt werden und die die Merkmale aus dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 aufweist. Die Erfindung betrifft außerdem ein Druckdifferenzventil, das insbesondere in der genannten Steueranordnung verwendet wird.

Eine hydraulische Steueranordnung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 ist z. B. aus der EP 0 566 449 A1 bekannt. Es handelt sich dabei um eine hydraulische Steueranordnung nach dem lastführenden (load-sensing) Prinzip, bei dem eine Verstellpumpe in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der betätigten hydraulischen Verbraucher jeweils so eingestellt wird, daß der Pumpendruck um eine bestimmte Druckdifferenz über dem höchsten Lastdruck liegt. Den beiden hydraulischen Verbrauchern fließt das Druckmittel über zwei verstellbare Zumeßblenden zu, von denen eine erste zwischen einer von der Verstellpumpe abgehenden Pumpenleitung und einem ersten hydraulischen Verbraucher und die zweite zwischen der Pumpenleitung und dem zweiten hydraulischen Verbraucher angeordnet ist. Durch die den Zumeßblenden nachgeschalteten Druckwaagen wird erreicht, daß bei ausreichend gelieferter Druckmittelmenge unabhängig von den Lastdrücken der hydraulischen Verbraucher eine bestimmte Druckdifferenz über die Zumeßblenden besteht, so daß die einem hydraulischen Verbraucher zufließende Druckmittelmenge nur noch vom Öffnungsquerschnitt der jeweiligen Zumeßblende abhängt. Wird eine Zumeßblende weiter geöffnet, so muß mehr Druckmittelmenge über sie fließen, um die bestimmte Druckdifferenz zu erzeugen.

Die Verstellpumpe wird jeweils so verstellt, daß sie die benötigte Druckmittelmenge liefert. Man spricht deshalb auch von einer Bedarfsstromregelung.

Die den zweiten Zumeßblenden nachgeschalteten Druckwaagen werden in Öffnungsrichtung von dem Druck nach der jeweiligen Zumeßblende und in Schließrichtung von einem in einem rückwärtigen Steuerraum anstehenden Steuerdruck beaufschlagt, der üblicherweise dem höchsten Lastdruck aller von derselben Hydropumpe versorgten hydraulischen Verbraucher entspricht. Wenn bei einer gleichzeitigen Betätigung mehrerer hydraulischer Verbraucher die Zumeßblenden so weit aufgemacht werden, daß die von der bis zum Anschlag verstellten Hydropumpe gelieferte Druckmittelmenge kleiner ist als die insgesamt geforderte Druckmittelmenge, werden die den einzelnen hydraulischen Verbrauchern zufließenden Druckmittelmengen unabhängig vom jeweiligen Lastdruck der hydraulischen Verbraucher verhältnisgleich reduziert. Man spricht deshalb von einer Steuerung mit lastunabhängiger Durchflußverteilung (LUDV-Steuerung). Derart angesteuerte hydraulische Verbraucher werden kurz LUDV-Verbraucher genannt. Weil bei einer LUDV-Steuerung auch der höchste Lastdruck abgefühlt und von der Druckmittelpumpe ein um eine bestimmte Druckdifferenz über dem höchsten Lastdruck liegender Zulaufdruck erzeugt wird, ist eine LUDV-Steuerung ein Sonderfall einer lastführenden oder load-sensing Steuerung (LS-Steuerung).

Für mehrere hydraulische Verbraucher, denen Druckmittel jeweils über eine Zumeßblende mit vorgeschalteter Druckwaage zufließt, die in Schließrichtung nur vom Druck vor der Zumeßblende und in Öffnungsrichtung nur vom Lastdruck des jeweiligen hydraulischen Verbrauchers und von einer Druckfeder beaufschlagt ist, erhält man keine lastunabhängige Durchflußverteilung. Man hat eine bloße LS-Steuerung und einen LS-Verbraucher. Eine solche Steuerung ist z. B. durch die DE 197 14 141 A1 bekannt. Bei einer gleichzeitigen Betätigung mehrerer hydraulischer Ver-

2

braucher und nicht ausreichend von der Verstellpumpe gelieferter Druckmittelmenge wird hier nur die dem lastdrückhöchsten hydraulischen Verbraucher zufließende Druckmittelmenge reduziert.

5 Ein Vorteil einer LS-Steuerung mit den Zumeßblenden vorgeschalteten Druckwaagen gegenüber einer LS-Steuerung mit den Zumeßblenden nachgeschalteten Druckwaagen besteht jedoch darin, daß bei einer von der Verstellpumpe kurzzeitig gelieferten Übermenge und einem damit verbundenen Anstieg des Zulaufdruckes die vorgeschalteten Druckwaagen durch Verringern ihres Öffnungsquerschnitts keine Vergrößerung der Druckdifferenz über die Zumeßblenden zulassen, so daß über die Zumeßblenden nicht mehr Druckmittelmenge fließt und die Geschwindigkeit der hydraulischen Verbraucher nicht geändert wird. Die Übermenge fließt über ein Druckbegrenzungsventil zu einem Tank zurück. Bei einer Steuerung mit den Zumeßblenden nachgeschalteten Druckwaagen dagegen wird die Übermenge zu den hydraulischen Verbrauchern durchgeleitet.

10 Je nachdem, ob der Anwender auf eine lastunabhängige Durchflußverteilung oder auf eine Verhinderung von den hydraulischen Verbrauchern zufließenden Übermengen mehr Wert legt, wünscht er eine LUDV-Steuerung oder eine LS-Steuerung. Dies ist bisher nachteilig für die Hersteller von hydraulischen Komponenten, da sie sowohl für LUDV-Steuerungen als auch für LS-Steuerungen Steuerblöcke anbieten müssen. Diese sind stark unterschiedlich, da in Abhängigkeit davon, ob eine Druckwaage der entsprechenden Zumeßblende vorgeschaltet oder nachgeschaltet ist, stark unterschiedliche Konstruktionen notwendig sind.

15

Demgegenüber liegt der Erfindung die Zielsetzung zugrunde, eine hydraulische Steueranordnung, die die Merkmale aus dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 aufweist, bei der also insbesondere die Druckwaagen den Zumeßblenden nachgeschaltet sind, so auszustalten, daß der Zufluß von Übermengen zu den hydraulischen Verbrauchern verhindert ist.

20 Das angestrebte Ziel wird erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß bei einer gattungsgemäßen hydraulischen Steueranordnung gemäß dem kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 die Regelkolben der Druckwaagen in Schließrichtung von einem in einem rückwärtigen Steuerraum anstehenden Steuerdruck beaufschlagbar sind, der mit Hilfe einer Ventilvorrichtung vom in der Zulaufleitung herrschenden Zulaufdruck abgeleitet ist und sich mit dem Zulaufdruck ändert. Während bei der bekannten hydraulischen Steueranordnung mit den Zumeßblenden nachgeschalteten Druckwaagen diese im rückwärtigen Steuerraum mit dem höchsten Lastdruck beaufschlagt werden, auf den die Fördermenge der Verstellpumpe keinen Einfluß hat, ist bei einer erfindungsgemäßen Steueranordnung der im rückwärtigen Steuerraum anstehende Steuerdruck vom Zulaufdruck abgeleitet und ändert sich mit diesem. Wenn also der Zulaufdruck wegen einer über den Bedarf hinausgehenden Fördermenge der Verstellpumpe ansteigt, steigt auch der Steuerdruck an. Entsprechend werden die Regelkolben der Druckwaagen in Schließrichtung bewegt, so daß auch der Druck nach den Zumeßblenden ansteigt und sich die Druckdifferenz über die Zumeßblenden nicht ändert. Gleichbleibende Druckdifferenz über eine Zumeßblende bedeutet jedoch bei gleichbleibendem Öffnungsquerschnitt der Zumeßblende auch gleichbleibende über die Zumeßblende fließende Druckmittelmenge. Somit wird unter Beibehaltung der grundsätzlichen Anordnung von Zumeßblende und nachgeschalteter Druckwaage und damit ohne grundsätzliche Änderungen eines Steuerblocks mit geringen Modifikationen dasselbe Steuerverhalten wie bei einer Steuerung mit den Zumeßblenden vorgeschalteten Druckwaagen und damit

25

30

35

40

45

50

55

60

65

DE 199 04 616 A 1

3

gänzlich anders aufgebauten Steuerblöcken erzielt.

Vorteilhafte Ausgestaltungen einer erfundungsgemäßen hydraulischen Steueranordnung kann man den Unteransprüchen 2 bis 9 entnehmen.

So ist bevorzugt gemäß Patentanspruch 2 die Differenz zwischen dem Zulaufdruck und dem Steuerdruck bei noch nicht bis auf Anschlag verstellter Verstellpumpe, also bei ausreichender Druckmittelmenge nicht größer als zwischen dem Zulaufdruck und dem höchsten Lastdruck. Wäre die Druckdifferenz größer, so würde nämlich die einem hydraulischen Verbraucher zufließende Druckmittelmenge davon abhängen, ob der Lastdruck dieses hydraulischen Verbrauchers höher oder niedriger als der Steuerdruck ist. Vorzugsweise ist der Steuerdruck geringfügig höher als der höchste Lastdruck, so daß einerseits keine unnötigen Drosselverluste an den Druckwaagen entstehen, andererseits aber jeweils auch die dem jeweiligen hydraulischen Verbraucher mit dem höchsten Lastdruck zugeordnete Druckwaage sich noch im Regelbereich befindet.

Grundsätzlich ist es denkbar, die Druckdifferenz zwischen der Zulaufleitung und einem rückwärtigen Steuerraum an einer Druckwaage dadurch zu erzeugen, daß zwischen der Zulaufleitung und dem Steuerraum eine Düse und zwischen dem Steuerraum und einem Tank ein Stromregelventil geschaltet sind. Über das Stromregelventil würde jeweils eine bestimmte Steuerölmenge aus dem Steuerraum zum Tank abfließen. Diese Steuerölmenge würde über die Düse dem Steuerraum zufließen. Über die Düse bestünde somit ein konstantes Druckgefälle. Allerdings ist die über eine Düse fließende Druckmittelmenge stark von der Viskosität des Druckmittels abhängig. Es erscheint deshalb günstiger, anstelle einer Düse gemäß Patentanspruch 3 ein Druckdifferenzventil zu verwenden, das mit einem Eingang an die Zulaufleitung und mit einem Ausgang an den rückwärtigen Steuerraum einer Druckwaage angeschlossen ist. Das Druckdifferenzventil ist vorzugsweise gemäß Patentanspruch 4 auf eine feste Druckdifferenz eingestellt und besitzt ein bewegliches Ventilglied, das im Sinne eines Öffnens der fluidischen Verbindung zwischen der Zulaufleitung und dem Steuerraum an der Druckwaage vom Zulaufdruck und im Sinne eines Schließens dieser Verbindung vom Steuerdruck und von einer Feder beaufschlagt ist.

Eine besonders bevorzugte Ausgestaltung erhält auch der Patentanspruch 5, nach dem die rückwärtigen Steuerräume mehrerer Druckwaagen direkt miteinander verbunden sind, so daß in diesen Steuerräumen derselbe Steuerdruck herrscht. Für diese Druckwaagen ist somit nur eine Ventilvorrichtung zur Ableitung des Steuerdrucks aus dem Zulaufdruck notwendig. In der besonders vorteilhaften Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 6 besitzt die Steueranordnung eine Lastsignalleitung, in die über Auswahlventile der höchste Lastdruck der jeweils betätigten hydraulischen Verbraucher gegeben wird, und ein Ventil, das eine fluidische Verbindung von der Lastsignalleitung zu dem rückwärtigen Steuerraum wenigstens einer Druckwaage öffnet, wenn die Differenz zwischen dem Zulaufdruck und dem höchsten Lastdruck einen bestimmten Wert unterschreitet. Auf diese Weise erhält man im Falle der Untersättigung, also bei nicht ausreichender Druckmittelförderung der Verstellpumpe, eine lastunabhängige Durchflußverteilung zwischen den hydraulischen Verbrauchern, deren Druckwaagen mit ihrem Steuerraum mit der Lastsignalleitung verbunden werden.

Wenn ein hydraulischer Verbraucher gegenüber einem anderen hydraulischen Verbraucher im Falle der Untersättigung vorrangig mit Druckmittel versorgt werden soll, so geschieht dies vorteilhafterweise durch eine Ausgestaltung gemäß Patentanspruch 8. Der rückwärtige Steuerraum an der Druckwaage des vorrangig mit Druckmittel zu versorgen-

4

den hydraulischen Verbrauchers ist dann getrennt von den Steuerräumen an den Druckwaagen der anderen hydraulischen Verbraucher. Der Steuerdruck in ihm wird über eine weitere Ventileinrichtung aus dem Zulaufdruck abgeleitet.

5 Es ist außerdem ein Prioritätsventil vorhanden, über das zur Aufrechterhaltung einer gewünschten Druckdifferenz über die stromauf der Druckwaage des bevorrechtigten hydraulischen Verbrauchers angeordnete Zumeßblende und damit zur Aufrechterhaltung einer ausreichenden Druckmittelversorgung des bevorrechtigten hydraulischen Verbrauchers bei einer nicht dem Bedarf entsprechenden Fördermenge der Verstellpumpe der Steuerdruck im rückwärtigen Steuerraum der anderen hydraulischen Verbraucher über den Steuerdruck im Fall der Sättigung angehoben wird. Bevorzugt 10 weist das Prioritätsventil gemäß Patentanspruch 9 einen mit der Zulaufleitung verbundenen ersten Anschluß und einen mit den rückwärtigen Steuerräumen der den nicht bevorrechtigten hydraulischen Verbrauchern zugeordneten Druckwaagen verbundenen zweiten Anschluß auf und besitzt ein Ventilglied, das in Richtung Öffnen der Verbindung zwischen dem ersten Anschluß und dem zweiten Anschluß vom in einem Leitungsabschnitt stromab der dem bevorrechtigten hydraulischen Verbraucher zugeordneten Zumeßblende herrschenden Druck und einer Zusatzkraft und in 15 Richtung Schließen der Verbindung zwischen dem ersten Anschluß und dem zweiten Anschluß vom Zulaufdruck beaufschlagbar ist. Stromab der Zumeßblende kann ein Steuerraum des Prioritätsventils stromauf oder stromab der Druckwaage an den Leitungsabschnitt angeschlossen sein. 20 da das Prioritätsventil dann in Funktion tritt, wenn die Druckwaage ganz offen ist und weil dann vor und hinter der Druckwaage der gleiche Druck, nämlich der Lastdruck des bevorrechtigten hydraulischen Verbrauchers herrscht.

Ein Ziel der Erfindung ist es auch, ein Druckdifferenzventil zu schaffen, das insbesondere dazu verwendet wird, um in einer Steueranordnung nach einem der Patentansprüche 1 bis 9 aus dem Zulaufdruck einen Steuerdruck für eine Druckwaage abzuleiten und das besonders klein baut, damit es ohne weiteres in einen Steuerblock eingesetzt werden kann.

Ein solches Druckdifferenzventil erhält man durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 10 enthaltenen Merkmale.

Vorteilhafte Ausgestaltungen eines solchen Druckdifferenzventils sind in den Patentansprüchen 11 bis 13 enthalten.

Jeweils ein Ausführungsbeispiel einer erfundungsgemäßen Steueranordnung sowie eines darin verwendeten Druckdifferenzventils sind in den Zeichnungen dargestellt. Anhand der Figuren der Zeichnungen wird die Erfindung nun näher erläutert.

Es zeigen

Fig. 1 einen Schaltplan des Ausführungsbeispiels der Steueranordnung, das im Falle einer Untersättigung LUDV-Verhalten zeigt und das einen bevorrechtigten hydraulischen Verbraucher enthält.

Fig. 1a eine Alternative zur Ansteuerung des in Fig. 1 gezeigten Prioritätsventils.

Fig. 2 das Schaltbild einer im Ausführungsbeispiel verwendeten Verstellpumpe und

Fig. 3 einen Längsschnitt durch das im Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 verwendete Druckdifferenzventil.

Nach Fig. 1 saugt eine Verstellpumpe 10 mit einer Verstellung 11 Druckmittel aus einem Tank an und gibt es in ein System von Zulaufleitungen 13 ab. Über die Zulaufleitungen werden im Ausführungsbeispiel drei hydraulische Verbraucher 14, 15 und 16, die alle als Differentialzylinder ausgebildet sind, mit Druckmittel versorgt. Zur Steuerung der

DE 199 04 616 A 1

5

Geschwindigkeit und der Bewegungsrichtung sind jedem Differentialzylinder 14, 15 und 16 eine Zumeßblende 17, 18 bzw. 19 und ein 4/3-Wegeventil 20, 21 bzw. 22 zugeordnet. In der Praxis sind eine Zumeßblende und ein Wegeventil jeweils derart ineinander integriert, daß durch die Betätigung eines in einer Mittelstellung federzentrierten Ventilschiebers in eine bestimmte Richtung aus der Mittelstellung heraus die Bewegungsrichtung des Differentialzylinders vorgegeben und durch den Weg, den der Ventilschieber bewegt wird, der Öffnungsquerschnitt der Zumeßblende bestimmt wird. Für eine konkrete konstruktive Lösung wird hier auf die schon erwähnte EP 0 566 449 A1 verwiesen. Die Zumeßblenden 17, 18 und 19 sind an das System der Zulaufleitungen 13 angeschlossen. Zwischen einer Zumeßblende 17, 18 bzw. 19 und einem Wegeventil 20, 21 bzw. 22 ist jeweils eine Druckwaage 23, 24 bzw. 25 angeordnet, deren nicht näher dargestellter Regelkolben in Öffnungsrichtung von dem Druckstrom ab der jeweiligen Zumeßblende und in Schließrichtung von einem in einem rückwärtigen Steuerraum 26 herrschenden Steuerdruck beaufschlagt ist. Die Wegeventile 20, 21 und 22 haben jeweils zwei mit Druckräumen des jeweiligen Differentialzylinders verbundene Verbraucheranschlüsse 30 und 31, einen Zulaufanschluß 32, der mit dem Ausgang der jeweiligen Druckwaage verbunden ist, und einen Rücklaufanschluß 33, von dem eine Rücklaufleitung zum Tank 12 führt. In der Mittelstellung eines Wegeventils sind die beiden Verbraucheranschlüsse abgesperrt und der Zulaufanschluß ist mit dem Tankanschluß verbunden. Der Leitungsabschnitt zwischen dem Ausgang der Druckwaage und dem Zulaufanschluß ist also von Druck entlastet. In einer seitlichen Arbeitsstellung eines Wegeventils fließt dem einen Druckraum eines Hydrozyinders Druckmittel zu, während aus dem anderen Druckraum Druckmittel zum Tank wegfließen kann.

Die Regelkolben der Druckwaagen 23, 24 und 25 werden in Richtung Schließen außer von einem Steuerdruck auch von einer schwachen Druckfeder 34 beaufschlagt, der ein Druck von z. B. lediglich 0,5 bar äquivalent ist. Außerdem sind die Steuerräume 26 und 27 der beiden Druckwaagen 23 und 24 über einen Kanal 35 miteinander verbunden, so daß in den beiden Steuerräumen 26 und 27 immer der gleiche Steuerdruck ansteht.

An die Ausgänge der Druckwaagen 23, 24 und 25 bzw. an die Zulaufanschlüsse 32 der Wegeventile sind Wechselventile 36 angeschlossen, die derart miteinander verketet sind, daß in einer Lastmeldeleitung 37, die zur Verstellung 11 der Pumpe 10 führt, der jeweils höchste Lastdruck aller betätigten Differentialzylinder ansteht.

Insbesondere führt, wie dies aus Fig. 2 ersichtlich ist, die Lastmeldeleitung 37 zu einem Regelventil 39 mit drei Anschlüssen, von denen einer mit einem Stellzylinder 40 der Verstellpumpe 10 verbunden ist. Ein weiterer Anschluß des Regelventils 39 ist mit einer Zuleitung 13 und der dritte Anschluß mit Tank 12 verbunden. Der Regelkolben des Regelventils 39 wird in Richtung einer Verbindung des ersten Anschlusses mit dem zweiten Anschluß vom Druck in der Zuleitung 13 und in Richtung einer Verbindung des ersten Anschlusses mit dem dritten Anschluß vom Druck in der Lastmeldeleitung 37 und von einer Regelfeder 41 beaufschlagt. Verstellpumpen und Regelventile gemäß dem Schaltbild nach Fig. 2 sind allgemein bekannt und auf dem Markt ohne weiteres erhältlich. Es erübrigt sich deshalb, näher darauf einzugehen. Es sei lediglich darauf hingewiesen, daß die gezeigte lastführende oder load-sensing Pumpenregelung bewirkt, daß sich in der Zuleitung 13 ein Druck einstellt, der um eine der Kraft der Regelfeder 41 äquivalente Druckdifferenz über dem Druck in der Lastmeldeleitung 37 liegt.

Zwischen dem System der Zulaufleitungen 13 und dem

6

Kanal 35 zwischen den beiden Steuerräumen 26 der Druckwaagen 23 und 24 ist ein Druckdifferenzventil 45 angeordnet. Dieses ist mit einer Eingangsöffnung 46 an die Zulaufleitungen 13 und mit einer Ausgangsöffnung 47 an den Kanal 35 angeschlossen. Je nach Stellung eines in Fig. 1 nicht ersichtlichen, jedoch in Fig. 3 dargestellten Kolbenschiebers 48 des Druckdifferenzventils 45 sind die Eingangsöffnung 46 und die Ausgangsöffnung 47 gegeneinander abgesperrt oder über einen mehr oder weniger großen Öffnungsquerschnitt fluidisch miteinander verbunden. Der Kolbenschieber 48 wird in Richtung Verkleinerung des Öffnungsquerschnittes zwischen der Eingangsöffnung und der Ausgangsöffnung vom in den Kanal 35 und in den Steuerräumen 26 der Druckwaagen herrschenden Druck und von einer Druckfeder 49 und in Richtung Vergrößerung des Öffnungsquerschnitts vom in den Zuleitungen 13 herrschenden Zulaufdruck beaufschlagt. Die wirksamen Flächen am Kolbenschieber für den Angriff des Steuerdrucks und des Zulaufdrucks sind gleich groß, so daß das Druckdifferenzventil 45 dafür sorgt, daß der im Kanal 35 anstehende Steuerdruck einem ansteigenden Zulaufdruck jeweils im Abstand eines der Kraft der Druckfeder 49 äquivalenten Differenzdruckes folgt. Zum Beispiel ist das Druckdifferenzventil 45 so eingestellt, daß der Steuerdruck 20 bar niedriger als der Zulaufdruck ist. Der Kanal 35 ist über einen Kleinststromregler 50 mit Tank 12 verbunden, so daß der Steuerdruck im Kanal 35 durch Abfluß von Druckmittel über den Kleinststromregler 50 auch einem abnehmenden Zulaufdruck folgen kann.

Zwischen die Lastmeldeleitung 37 und den Kanal 35 ist ein Rückschlagventil 51 geschaltet, das von der Lastmeldeleitung 37 zum Kanal 35 hin öffnet, wenn der Druck im Kanal 35 gleich dem Druck im Lastmeldekanal 37 wird. Der in den Steuerräumen 26 der Druckwaagen 23 und 24 anstehende Steuerdruck kann also nicht unter den in der Lastmeldeleitung 37 anstehenden höchsten Lastdruck fallen.

Es ist ein zweites Druckdifferenzventil 52 vorhanden, das identisch zum Druckdifferenzventil 45 ausgebildet ist und dessen Eingangsöffnung 46 ebenfalls an einer Zuleitung 13 angeschlossen ist. Die Ausgangsöffnung 47 des Druckdifferenzventils 52 ist mit dem Steuerraum 26 der Druckwaage 25 verbunden. Die Steuerung des Kolbenschiebers des Druckdifferenzventils 52 erfolgt genauso wie die Steuerung des Kolbenschiebers des Druckdifferenzventils 45. Beide Ventile sind auf die gleiche Druckdifferenz von z. B. 20 bar eingestellt. Bei ausreichender Fördermenge der Verstellpumpe 10 ist also der Steuerdruck in den Steuerräumen 26 um 20 bar niedriger als der Zulaufdruck und, da dieser beispielhaft um 25 bar höher als der höchste Lastdruck sein soll, um 5 bar höher als der höchste Lastdruck. Die Druckwaagen 23, 24 und 25 befinden sich also jeweils alle einschließlich derjenigen, die dem Verbraucher mit dem höchsten Lastdruck zugeordnet ist, in Regelstellung. Weiterhin ist der Steuerraum 26 der Druckwaage 25 über einen zweiten Kleinststromregler 50 mit Tank 12 verbunden.

Der Differentialzylinder 16 soll, wenn die Verstellpumpe 10 maximale Fördermenge bringt und diese nicht dem Bedarf genügt, vorrangig vor den anderen beiden Hydrozyindern 14 und 15 mit Druckmittel versorgt werden. Dafür ist ein Prioritätsventil 55 vorgesehen, das als Proportionalblende mit einem Eingang 56 und mit einem Ausgang 57 ausgebildet ist. Letzterer ist mit dem Kanal 35 fluidisch verbunden. Der Eingang 56 ist stromauf der Zumeßblende 19 mit einer Zuleitung 13 verbunden. Das nicht näher dargestellte bewegliche Ventilglied des Prioritätsventils wird in Richtung Schließen der Verbindung zwischen dem Eingang und dem Ausgang vom Druck im Eingang, also vom Zulaufdruck und in Richtung Öffnen der Verbindung vom Druckstromab der Zumeßblende 19 und von der Kraft einer Regel-

DE 199 04 616 A 1

feder 58 beaufschlagt. Die Regelfeder 58 ist z. B. so ausgelegt, daß am Ventilglied des Prioritätsventils ein Kräftegleichgewicht besteht, wenn die Druckdifferenz zwischen dem Zulaufdruck und dem Druck stromab der Zumeßblende 19 19 bar beträgt. Dieser Wert ist geringfügig kleiner als der Wert der Druckdifferenz über das Druckdifferenzventil 52 vermindert um einen der Kraft der Druckfeder 34 äquivalenten Druckwert von 0,5 bar. Während also im normalen Betrieb über die Zumeßblende 19 eine Druckdifferenz von 19,5 bar besteht, spricht das Prioritätsventil 55 nicht an. Wenn durch Verringerung des Zulaufdruckes die Druckdifferenz über die Zumeßblende 19 auf unter 19,5 bar fällt, macht die Druckwaage 25 ganz auf, so daß der Druck stromab der Zumeßblende 19 gleich dem Lastdruck des vorrangigen hydraulischen Verbrauchers 16 ist. Federseitig steht nun am Prioritätsventil 55 der Lastdruck des Verbrauchers 16 an. Er vermag das Prioritätsventil 55 gegen den Zulaufdruck zu öffnen, wodurch der Druck im Kanal 35 und damit in den Steuerräumen 26 der Druckwaage 23 und 24 über den höchsten Lastdruck angehoben wird. Die Druckwaagen 23 und 24 werden deshalb in Schließrichtung versetzt, bis durch einen Anstieg des Druckes stromab der Zumeßblenden 17 und 18 wieder ein Kräftegleichgewicht an ihrem Regelkolben erreicht ist. Nun ist jedoch die Druckdifferenz über die Zumeßblenden 17 und 18 verringert. Die zu den Verbrauchern 14 und 15 fließenden Druckmittelströme sind kleiner geworden. Letztendlich sorgt das Prioritätsventil 55 durch ein Anheben des Druckes in den Steuerräumen 26 der Druckwaagen 23 und 24 dafür, daß durch ein Ansteigen des Steuerdruckes im Kanal 35 die Druckdifferenz über die Zumeßblenden 17 und 18 und damit die zu den hydraulischen Verbrauchern 14 und 15 fließenden Druckmittelströme jeweils so weit verringert werden, daß über die Zumeßblende 19 eine Druckmittelmenge fließt, die eine Druckdifferenz erzeugt, die annähernd gleich der Druckdifferenz im Normalbetrieb ist.

Wie schon erwähnt, herrscht im Falle der Untersättigung, wenn also das Prioritätsventil 55 ansprechen soll, stromab der Zumeßblende 19 Lastdruck. Alternativ kann deshalb der federseitige Steuerraum des Prioritätsventils 55 anstatt an die Verbindung zwischen der Zumeßblende 19 und der Druckwaage 25 auch an den Ausgang der Druckwaage 25 angeschlossen werden, wie dies in Fig. 1a dargestellt ist. Das Ventilglied des Prioritätsventils 55 wird dann in Richtung Öffnen der Verbindung zwischen dem Eingang 56 und dem Ausgang 57 immer vom Lastdruck des vorrangigen hydraulischen Verbrauchers 16 beaufschlagt. Das Prioritätsventil kann nun auf dieselbe Druckdifferenz eingestellt werden, die auch im Normalbetrieb über die Zumeßblende 19 herrscht, da im Normalbetrieb die Druckdifferenz zwischen dem Lastdruck des vorrangigen hydraulischen Verbrauchers 16 und dem Zulaufdruck höher ist als die Druckdifferenz über die Zumeßblende 19 und deshalb das Prioritätsventil 55 sicher nicht anspricht.

Wenn der Fall der Untersättigung bei einer Betätigung nur der hydraulischen Verbraucher 14 und 15 auftritt, wird durch das Absinken des Zulaufdrucks der Steuerdruck im Kanal 35 gleich dem in der Lasmeldeleitung 37 anstehenden höchsten Lastdruck der beiden hydraulischen Verbraucher 14 und 15. Es wird deshalb über das Rückschlagventil 51 der höchste Lastdruck auch in den Kanal 35 gemeldet. Ein weiteres Abfallen des Zulaufdrucks hat somit nicht mehr ein weiteres Absinken des Steuerdrucks im Kanal 35 und in den Steuerräumen 26 der Druckwaagen 23 und 24 zur Folge. Diese sorgen dafür, daß zwischen ihnen und den Zumeßblenden 17 und 18 unabhängig von der Höhe des Zulaufdrucks ein Druck ansteht, der um das Druckäquivalent der Federn 34 höher als der höchste Lastdruck ist. Dieser

leicht über den höchsten Lastdruck erhöhte Druck steht stromab beider Zumeßblenden 17 und 18 an. Stromauf beider Zumeßblenden 17 und 18 herrscht Zulaufdruck. Somit ist die Druckdifferenz über die Zumeßblende 17 gleich der Druckdifferenz über die Zumeßblende 18. Die Druckmittelströme zu den hydraulischen Verbrauchern 14 und 15 werden deshalb im Fall einer Untersättigung unabhängig davon, ob auch der bevorrechtigte Verbraucher 16 betätigt ist, verhältnisgleich reduziert. Die Verbraucher 14 und 15 sind also

10 LUDV-Verbraucher

Wenn durch die Verstellpumpe 10 der Druckmittelbedarf aller gleichzeitig betätigten hydraulischen Verbraucher gedeckt wird, sorgen die Druckdifferenzventile 45 und 52 zusammen mit den Stromreglern 50 dafür, daß die Steuerdrücke in den Steuerräumen 26 der Druckwaagen in einem festen Abstand dem Zulaufdruck folgen. Produziert nun die Verstellpumpe 10 kurzzeitig eine über den Bedarf hinausgehende Menge, wie z. B. eine offene Zumeßblende ganz geschlossen wird, so steigt der Zulaufdruck kurzzeitig stark an. Die Steuerdrücke folgen diesem Anstieg, so daß die Regelkolben der Druckwaagen in Schließrichtung mit einem erhöhten Steuerdruck beaufschlagt werden, sich in Schließrichtung der Druckwaagen bewegen und dadurch den Druck stromab der Zumeßblenden anheben, so daß die Druckdifferenz über die Zumeßblenden 17, 18 und 19 gleich bleibt oder sich nur geringfügig erhöht. Also erhöht sich auch nicht die Geschwindigkeit eines hydraulischen Verbrauchers. Die Übermenge strömt über ein Druckbegrenzungsventil 60 zum Tank ab.

30 Die in der Steueranordnung nach Fig. 1 verwendeten Druckdifferenzventile 45 und 52 sind, worauf schon hingewiesen worden ist, gleich und wie aus Fig. 3 ersichtlich als Einbaupatronen ausgebildet. Sie besitzen ein Patronengehäuse 70, durch das axial eine gestufte Ventilbohrung 71 hindurchgeht. Vom einen Ende her ist in die Ventilbohrung 71 eine Verstellschraube 72 eingedreht, durch die die Ventilbohrung 71 verschlossen ist und die der Abstützung der Regelfeder 49 dient. Diese Regelfeder befindet sich in dem Abschnitt der Ventilbohrung 71 mit dem größeren Durchmesser, in dem auch die Verstellschraube 72 eingeschraubt ist. Die Regelfeder 49 stützt sich mit ihrem der Verstellschraube 72 abgewandten Ende am Kolbenschieber 48 ab, der axial beweglich in der Ventilbohrung 71 geführt ist. Den freien Raum in der Ventilbohrung zwischen der Verstellschraube 72 und dem Kolbenschieber 48 kann man als Federraum 75 bezeichnen. In diesen mündet frei ein Stern von Radialbohrungen 76, die den Ausgang 47 des Druckdifferenzventils bilden. In einem axialen Abstand zu den Radialbohrungen 76 und nach dem Einbau in einen Block durch eine Dichtanordnung 77 fluidisch von den Radialbohrungen 76 getrennt, geben durch das Patronengehäuse 70 weitere Radialbohrungen 78 hindurch, die den Eingang des Druckdifferenzventils bilden. Außen an dem Patronengehäuse 70 entlang besteht auch nach dem Einbau in einen Block eine freie fluidische Verbindung zwischen den Radialbohrungen 78 und der Stirnseite 79 des Patronengehäuses 70, an der der im Durchmesser kleinere Abschnitt der Ventilbohrung 71 nach außen tritt.

60 Der Kolbenschieber 48 ist in dem letzgenannten Abschnitt der Ventilbohrung 71 axial geführt und besitzt dort außen eine Ringnut 80, durch die ein Ringraum zwischen ihm und der Wand der Ventilbohrung 71 geschaffen ist. Von der der Verstellschraube 72 zugewandten Stirnseite aus ist in den Kolbenschieber 48 eine axiale Sackbohrung 81 eingebracht, die bis in den Bereich der Ringnut 80 reicht und dort über einzelne Radialbohrungen 82 mit der Ringnut 80 verbunden ist. Weitere Radialbohrungen 83 sorgen für eine offene fluidische Verbindung zwischen der Bohrung 81 und

DE 199 04 616 A 1

9

dem Federraum 75 und damit dem Ausgang 47 auch dann, wenn der Kolbenschieber 48 mit seiner einen Stirnseite an einem Anschlag der Verstellschraube 72 anliegt. Der Kolbenschieber 48 besitzt eine Außenschulter 84, mit der er von der Regelfeder 49 gegen die Innenschulter der Ventilbohrung 71 gedrückt werden kann. Wenn der Kolbenschieber 48 an der Innenschulter anliegt, befindet sich die Ringnut 80 zwischen dem Bohrungsstern der Radialbohrungen 78 und der Stirnseite 79 des Patronengehäuses 70. Es besteht kein Öffnungsquerschnitt zwischen den Radialbohrungen 78 und der Ringnut 80. Beidseits der Ringnut 80 ist der Kolbenschieber 48 dichtgleitend in der Ventilbohrung 71 geführt, so daß die Radialbohrungen 78 vom Federraum 75 und die Ringnut 80 von dem Raum vor der Stirnseite 79 des Ventilgehäuses fluidisch getrennt sind. Es besteht also keine fluidische Verbindung zwischen dem Eingang 46 und dem Ausgang 47 des Ventils. Im Betrieb wird der Kolbenschieber 48 von der Stirnseite 79 des Ventilgehäuses 70 her vom Eingangsdruck beaufschlagt. Diesem entgegen wirken die Druckfeder 49 und an einer gleich großen Fläche wie der Eingangsdruck der im Ausgang 47 anstehende Ausgangsdruck. Gleichgewicht am Kolbenschieber 48 herrscht, wenn der Ausgangsdruck um eine der Kraft der Druckfeder 49 äquivalente Druckdifferenz kleiner als der Eingangsdruck ist. Durch Verdrehen der Verstellschraube 72 kann die Vorspannung der Druckfeder 49 und damit die Druckdifferenz zwischen dem Eingangsdruck und dem Ausgangsdruck verändert werden.

Patentansprüche

10

an den rückwärtigen Steuerraum (26) einer Druckwaage (23, 24, 25) angeschlossen ist.

4. Steueranordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckdifferenzventil (45, 52) auf eine feste Druckdifferenz eingestellt ist und ein bewegliches Ventilglied (48) aufweist, das im Sinne eines Öffnens der fluidischen Verbindung zwischen der Zulaufleitung (13) und dem Steuerraum (26) an der Druckwaage (23, 24, 25) vom Zulaufdruck und im Sinne eines Schließens dieser Verbindung vom Steuerdruck und von einer Feder (49) beaufschlagt ist.

5. Steueranordnung nach einem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß die rückwärtigen Steuerräume (26) mehrerer Druckwaagen (23, 24) direkt miteinander verbunden sind, so daß in den rückwärtigen Steuerräumen (26) dieser Druckwaagen (23, 24) derselbe Steuerdruck herrscht.

6. Steueranordnung nach einem vorhergehenden Anspruch, gekennzeichnet durch eine Lastsignalleitung (37), in die über Auswahlventile (36) der höchste Lastdruck der jeweils betätigten hydraulischen Verbraucher (14, 15, 16) gegeben wird und durch ein Ventil (51), das eine fluidische Verbindung von der Lastsignalleitung (37) zu dem rückwärtigen Steuerraum (26) wenigstens einer Druckwaage (23, 24) öffnet, wenn die Differenz zwischen dem Zulaufdruck und dem höchsten Lastdruck einen bestimmten Wert unterschreitet.

7. Steueranordnung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil zwischen der Lastsignalleitung (37) und dem rückwärtigen Steuerraum (26) ein zu diesem Steuerraum (26) hin öffnendes Rückschlagventil (51) ist.

8. Steueranordnung nach einem vorhergehenden Anspruch, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine erste Ventileinrichtung (45) aus dem Pumpendruck ein Steuerdruck für den rückwärtigen Steuerraum (26) der ersten Druckwaage (23, 24) und durch eine zweite Ventileinrichtung (52) aus dem Pumpendruck ein Steuerdruck für den rückwärtigen Steuerraum (26) einer anderen Druckwaage (25) abgeleitet wird und daß ein Prioritätsventil (55) vorhanden ist, über das zur Aufrechterhaltung einer gewünschten Druckdifferenz über die stromauf der anderen Druckwaage (25) angeordnete Zumeßblende (19) und damit einer austreichenden Druckmittelversorgung des entsprechenden, bevorrechtigten hydraulischen Verbrauchers (16) bei nicht dem Bedarf entsprechender Fördermenge der Verstellpumpe (10) (Fall der Untersättigung) der Steuerdruck im rückwärtigen Steuerraum (26) der ersten Druckwaage (23, 24) über den Steuerdruck im Fall der Sättigung anhebbar ist.

9. Steueranordnung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Prioritätsventil (55) einen mit der Zulaufleitung (13) verbundenen ersten Anschluß (56) und einen mit dem rückwärtigen Steuerraum (26) der ersten Druckwaage (23, 24) verbundenen zweiten Anschluß (57) aufweist und ein Ventilglied besitzt, das in Richtung Öffnen der Verbindung zwischen dem ersten Anschluß (56) und dem zweiten Anschluß (57) vom in einem Leitungsschnitt stromab der dem bevorrechtigten hydraulischen Verbraucher (16) zugeordneten Zumeßblende (19) herrschenden Druck und einer Zusatzkraft und in Richtung Schließen der Verbindung zwischen dem ersten Anschluß (56) und dem zweiten Anschluß (57) vom Zulaufdruck beaufschlagbar ist.

10. Druckdifferenzventil, insbesondere zur Verwendung in einer Steueranordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch folgende

1. Steueranordnung zur Druckmittelversorgung wenigstens zweier hydraulischer Verbraucher (14, 15, 16) mit einer bedarfsstromgeregelten (load-sensing-geregelten) Verstellpumpe (10), deren Einstellung in Abhängigkeit vom höchsten Lastdruck der betätigten hydraulischen Verbraucher (14, 15, 16) durch einen Pumpenregler (11) veränderbar ist, mit zwei verstellbaren Zumeßblenden (17, 18, 19), von denen eine erste zwischen einer von der Verstellpumpe (10) abgehenden Zulaufleitung (13) und einem ersten hydraulischen Verbraucher (14, 15, 16) und die zweite zwischen der Zulaufleitung (13) und einem zweiten hydraulischen Verbraucher (14, 15, 16) angeordnet ist, und mit zwei Druckwaagen (23, 24, 25), von denen eine erste der ersten Zumeßblende (17, 18, 19) und die zweite der zweiten Zumeßblende (17, 18, 19) nachgeschaltet ist und deren Regelkolben auf einer Vorderseite vom Druck nach der jeweiligen Zumeßblende (17, 18, 19) in Öffnungsrichtung beaufschlagbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelkolben der Druckwaagen (23, 24, 25) in Schließrichtung von einem in einem rückwärtigen Steuerraum (26) anstegenden Steuerdruck beaufschlagbar sind, der mit Hilfe einer Ventilvorrichtung (45, 52) vom in der Zulaufleitung (13) herrschenden Zulaufdruck abgeleitet ist und sich mit dem Zulaufdruck ändert.
2. Steueranordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Differenz zwischen dem Zulaufdruck und dem Steuerdruck bei noch nicht bis auf Anschlag verstellter Verstellpumpe (10) (Fall der Sättigung) nicht größer als zwischen dem Zulaufdruck und dem höchsten Lastdruck ist.
3. Steueranordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilvorrichtung ein Druckdifferenzventil (45, 52) ist, das mit einem Eingang (46) an die Zulaufleitung (13) und mit einem Ausgang (47)

DE 199 04 616 A 1

11

12

Merkmale:

- a) ein Ventilgehäuse (70) besitzt eine Ventilbohrung (71), in die radial ein Eingangskanal (46) und in einem axialen Abstand dazu ein Ausgangskanal (47) münden;
- b) in der Ventilbohrung (71) ist ein Kolbenschieber (48) axial verschiebbar, mit dem ein Öffnungsquerschnitt am Eingangskanal (46) steuerbar ist und der an einer ersten Stirnseite vom im Eingangskanal (46) herrschenden Druck und an seiner zweiten Stirnseite vom im Ausgangskanal (47) herrschenden Druck beaufschlagt ist;
- c) in einem zwischen der einen Stirnseite des Kolbenschiebers (48) und einem Verschluß (72) der Ventilbohrung (71) befindlichen Federraum (75) ist eine Druckfeder (49) untergebracht, die den Kolbenschieber (48) in Richtung Verringerung des Öffnungsquerschnitts beaufschlagt;
- d) der Ausgangskanal (47) mündet frei in den Federraum (75);
- e) der Kolbenschieber (48) ist ein Hohlkolben mit Bohrungen (78), über die ein Ringraum (80), der zwischen dem Kolbenschieber (48) und dem Ventilgehäuse (70) gebildet ist und der eine umlaufende Steuerkante zum Steuern des Öffnungsquerschnitts am Eingangskanal (46) besitzt, mit dem Federraum (75) fluidisch verbunden ist, und mit zwei jeweils dichtend in der Ventilbohrung (71) geführten Dichtabschnitten, von denen der eine Dichtabschnitt zwischen dem Eingangskanal (46) und dem Federraum (75) und der andere Dichtabschnitt zwischen dem durch den Kolbenschieber (48) gehenden Fluidpfad (80, 82, 81, 83) und der ersten Stirnseite des Kolbenschiebers (48) abdichtet.

11. Druckdifferenzventil nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß sich die Druckfeder (49) an einer in die Ventilbohrung (71) eingeschraubten und die Ventilbohrung (71) verschließende Verschlußschraube (72) ansetzt.

12. Druckdifferenzventil nach Anspruch 10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilbohrung (71) im Bereich des Federraums (75) im Durchmesser größer ist als im Bereich beidseits des Eingangskanals (46).

13. Druckdifferenzventil nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilgehäuse (70) eine Einbaupatrone mit einer an der ersten Stirnseite des Kolbenschiebers (48) offenen Ventilbohrung (71) ist und daß der Kolbenschieber (48) als Stufenkolben ausgebildet ist, von dessen Abschnitt mit größerem Durchmesser eine Innenschulter in der Ventilbohrung (71) in Richtung auf die offene Seite der Ventilbohrung (71) zu beaufschlagbar ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

55

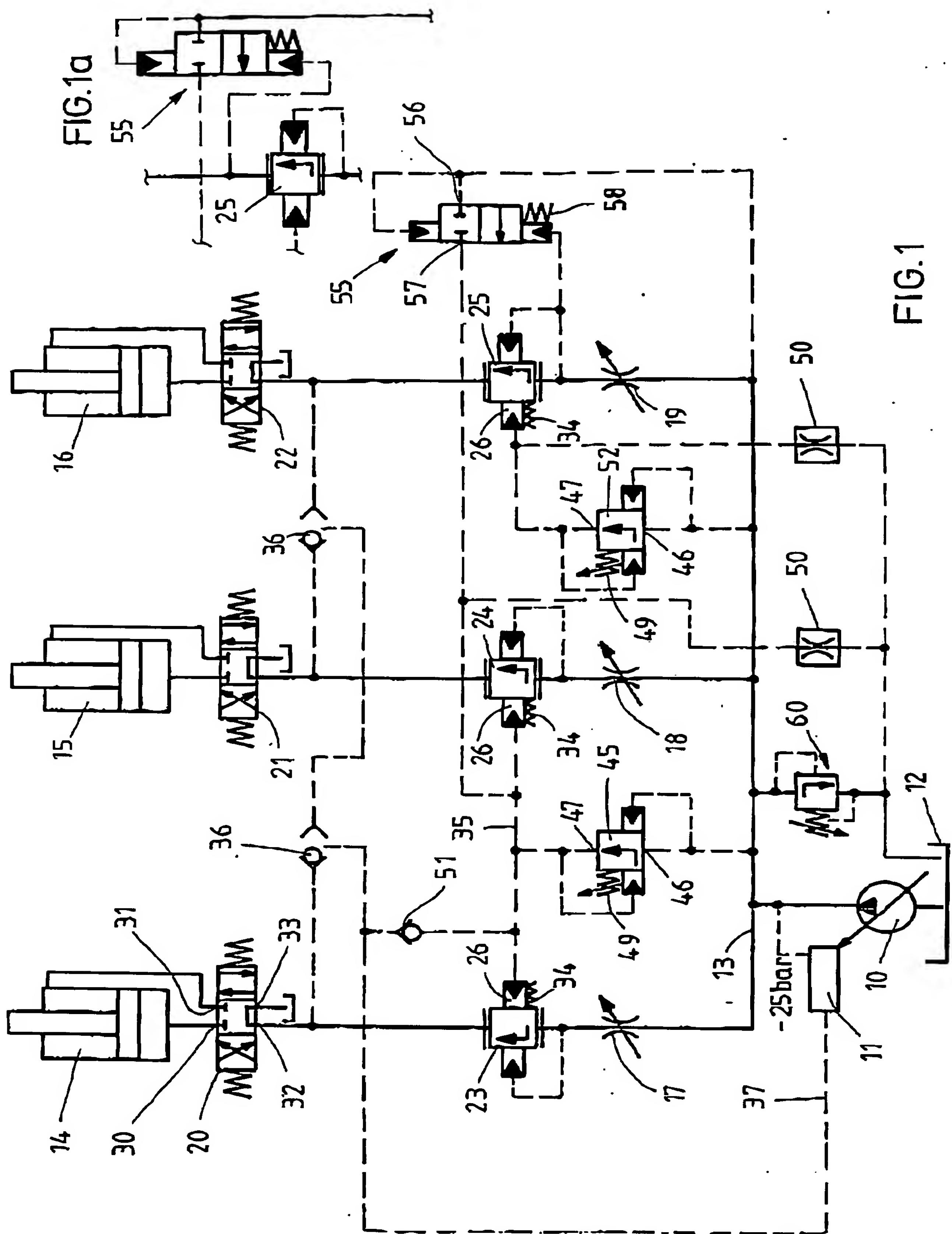
60

65

ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:

DE 199 04 616 A1
F 15 B 11/05
10. August 2000



ZEICHNUNGEN SEITE 2

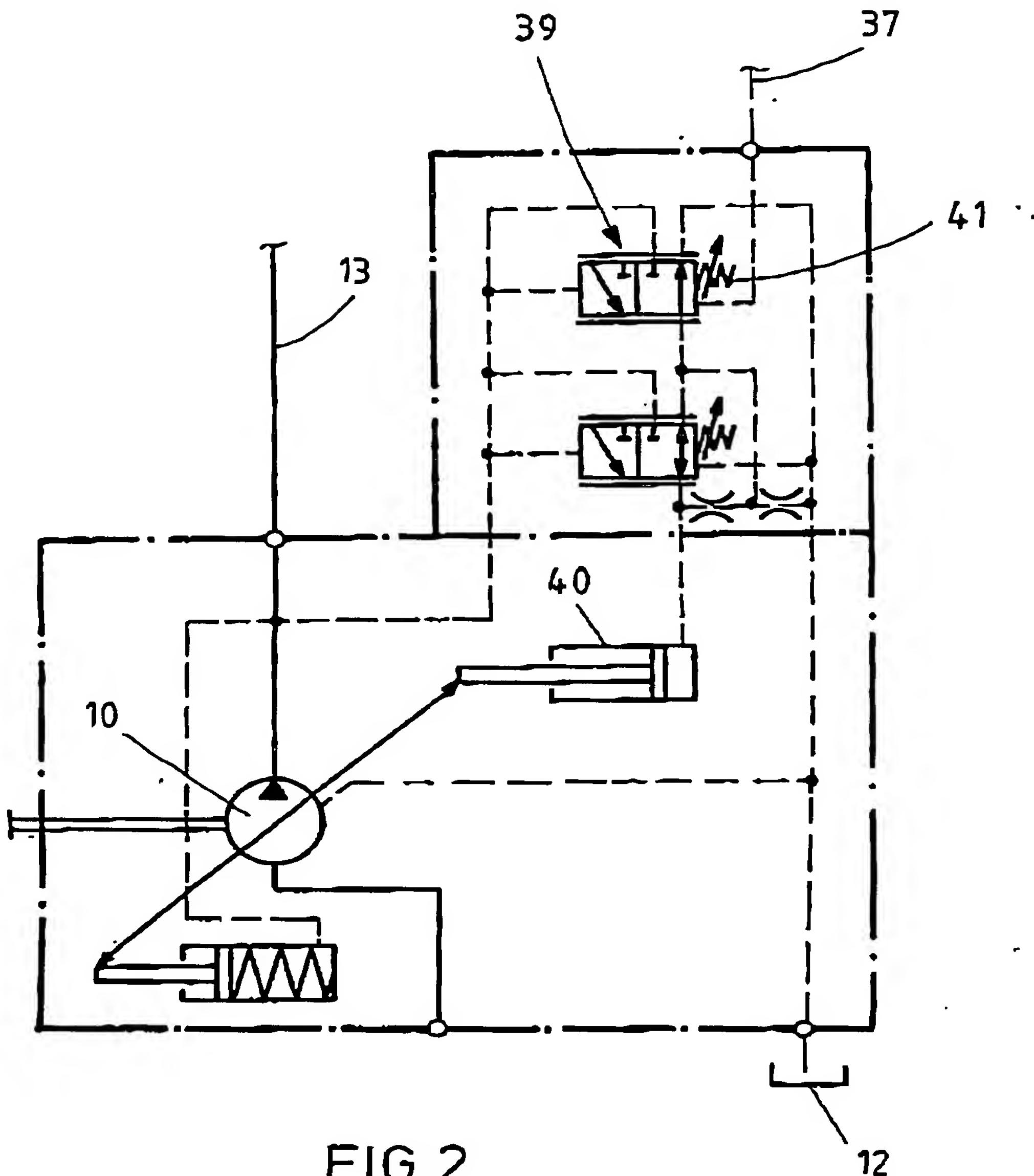
Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:DE 199 04 616 A1
F 15B 11/05
10. August 2000

FIG. 2

ZEICHNUNGEN SEITE 3

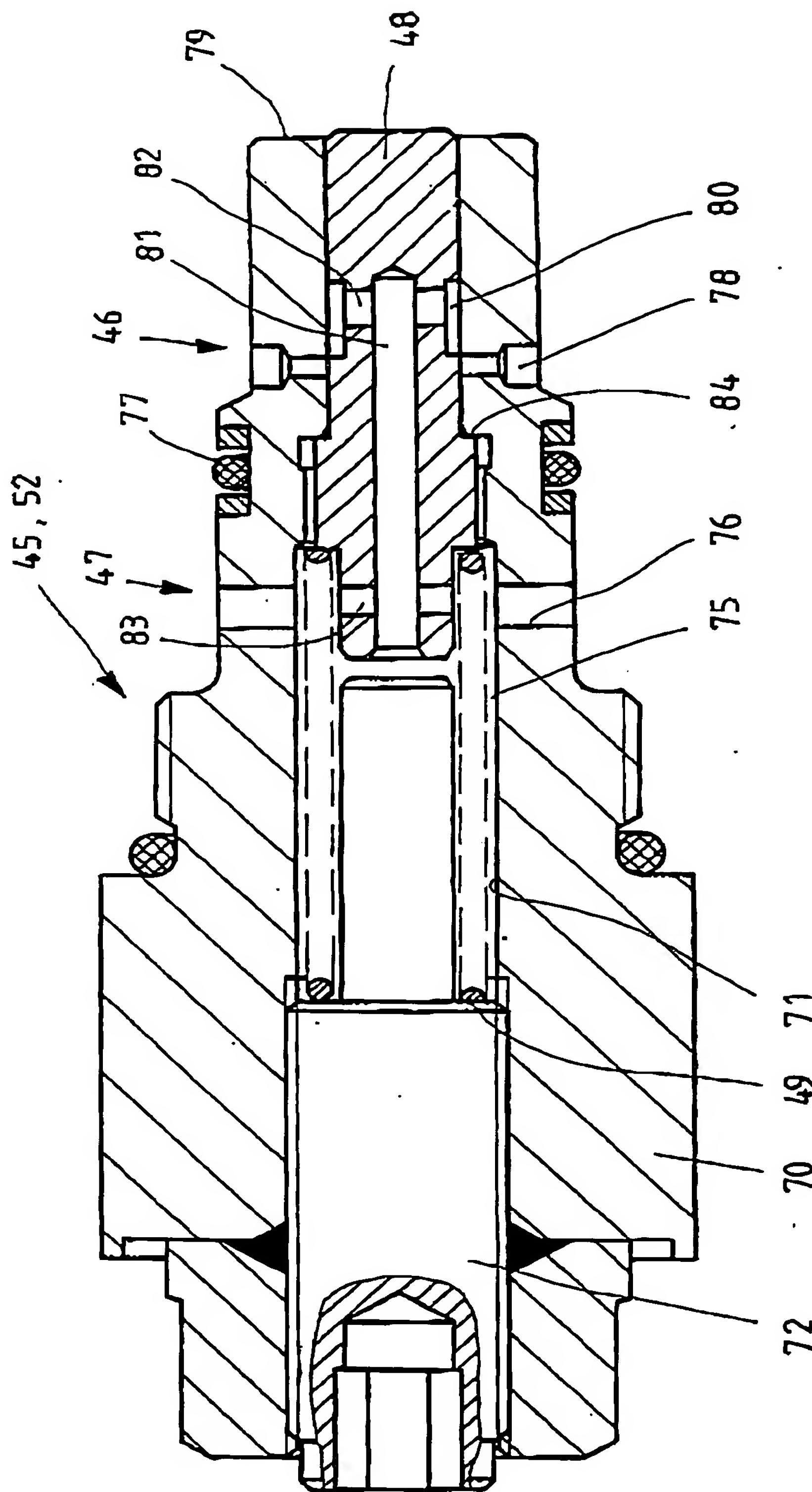
Nummer:
Int. Cl. 7:
Offenlegungstag:DE 199 04 616 A1
F 15 B 11/05
10. August 2000

FIG. 3

PTO RECEIPT FOR FILING OF PAPERS**Delivery ▶ Mail Room****The following papers have been filed:**

IDS; 1449; ISR; w/ 3 refs.

Name of Applicant:	Armin STELLWAGEN
Serial No.:	10/581,366
Attorney File No.:	128174
Title:	Hydraulic Controller Arrangement
Sender's Initials:	JAO:JML/jtp
Assignee:	BOSCH REXROTH AG

PATENT OFFICE DATE STAMP

20
/

**COPY TO BE STAMPED BY PATENT OFFICE
AND RETURNED BY MESSENGER**